

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO DINÂMICA DO COMPORTAMENTO DE
INSTALAÇÕES DE CLIMATIZAÇÃO

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRÃO

FLORIANÓPOLIS, FEVEREIRO - 1992

SIMULAÇÃO DINÂMICA DO COMPORTAMENTO DE
INSTALAÇÕES DE CLIMATIZAÇÃO

CEZAR OTAVIANO RIBEIRO NEGRÃO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS,
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA.



Prof. CLÁUDIO MELO, Ph.D.
ORIENTADOR

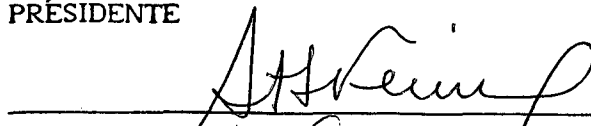


Prof. BEREND SNOEIJER, Dr. Ing.
COORDENADOR DO CURSO

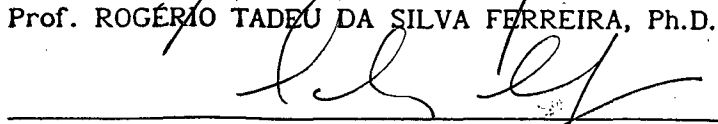
BANCA EXAMINADORA



Prof. CLÁUDIO MELO, Ph.D.
PRÉSIDENTE



Prof. ROGÉRIO TADEU DA SILVA FERREIRA, Ph.D.



Prof. CARLOS ALFREDO CLEZAR, M.Sc.

Às paixões Satiko e
Natália.

Aos meus pais Hernani e Maria Eugenia
e ao meu irmão Aldriano, que sempre
acreditaram em mim.

"Detesto escola. Mas pretendo estudar até os trinta anos, porque trabalhar é muito pior."

Bart Simpson

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Cláudio Melo pelo incentivo e amizade e pela experiência de vida compartilhada.

Ao Amigo Antonio Carlos Gomes de Borba, responsável pela confecção dos desenhos desta dissertação.

Ao Dr. Cheol Park do NIST (National Institute of Standard and Technology) por ter cedido à UFSC o código computacional HVACSIM⁺, possibilitando a realização do trabalho.

Ao Professor Carlos Alfredo Clezar pelo dispêndio de tempo em discussões que contribuíram na obtenção de resultados.

À Satiko pela compreensão nas horas de lazer não desfrutadas.

ÍNDICE

RESUMO	x
ABSTRACT	xi
SIMBOLOGIA	xii
1 - INTRODUÇÃO	1
2 - GENERALIDADES DO PROGRAMA	3
2.1 - Introdução	3
2.2 - Estrutura de uma Simulação do Programa	4
2.2.1 - Conexões de Unidades	6
2.2.2 - Agrupamento de Unidade em Blocos e Superblocos	6
2.3 - Condições de Contorno	7
2.4 - Inicialização	8
2.5 - Congelamento de Variáveis de Estado e Desativação de Blocos	8
2.6 - Incrementos de Tempo e Integração das Equações Diferenciais	9
3 - MODELAÇÃO DOS COMPONENTES DA SIMULAÇÃO	10
3.1 - Ventilador ou Bomba	10
3.2 - Canalizações, Conexões e Resistência ao Fluxo de Ar/Água	15
3.2.1 - Canalizações de Ar/Água	15
3.2.2 - Processo de Junção de Dois Fluxos de Ar/Água	27

3.2.3 - Processo de Bifurcação de Um Fluxo de Ar/Água	32
3.2.4 - Resistência ao Fluxo de Ar/Água	35
3.3 - Controles	36
3.3.1 - Sensor	37
3.3.2 - Controlador de Duas Posições ("ON-OFF")	41
3.3.3 - Controlador Proporcional-Integral-Derivativo (PID)	45
3.3.4 - Relé Inversor	56
3.3.5 - Registro ou Válvula de Duas Vias com Atuador	57
3.3.6 - Registro ou Válvula de Três Vias de Mistura com Atuador	63
3.3.7 - Relé Seqüenciador	66
3.3.8 - Relé Seletor	68
3.4 - Equipamentos de Climatização	68
3.4.1 - Resistência Elétrica	69
3.4.2 - Serpentina de Água Quente	71
3.4.3 - Serpentina de Água Gelada	82
3.4.4 - Umidificador Evaporativo	101
3.4.5 - Injetor de Vapor D'Água	104
3.5 - Ambiente Climatizado	107
4 - ANÁLISE DAS POTENCIALIDADES DO PROGRAMA	113
4.1 - Controle de Temperatura	114
4.2 - Controle de Temperatura e Umidade Absoluta	126
5 - CONCLUSÕES	133
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	135
APÊNDICE A - ADIMENSIONALIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES	137
APÊNDICE B - VARIÁVEIS E PARÂMETROS FIXOS PARA OS COMPONENTES DA SIMULAÇÃO	140
B.1 - Ventilador ou Bomba	140
B.2 - Canalizações de Ar/Água	140
B.3 - Processo de Junção de Dois Fluxos de Ar/Água	141
B.4 - Processo de Bifurcação de Um Fluxo de Ar/Água	141
B.5 - Resistência ao Fluxo de Ar/Água	141

B.5.1 - Cálculo da Pressão na Entrada	141
B.5.2 - Cálculo do Fluxo de Massa	142
B.6 - Sensor	142
B.7 - Controlador de Duas Posições	142
B.8 - Controlador PID	142
B.9 - Relé Inversor	143
B.10 - Registro ou Válvula de Duas Vias	143
B.11 - Registro ou Válvula de Três Vias	143
B.12 - Relé Seqüenciador	144
B.13 - Relé Seletor	144
B.14 - Resistência Elétrica	144
B.15 - Serpentina de Água Quente	145
B.15.1 - Modelo Simplificado	145
B.15.2 - Modelo Detalhado	145
B.16 - Serpentina de Água Gelada	145
B.17 - Umidificador Evaporativo	146
B.18 - Injetor de Vapor D'Água	146
B.19 - Ambiente Climatizado	146
 APÊNDICE C - FUNÇÃO HYSTER	 148
 APÊNDICE D - FUNÇÃO DELAY	 151
 APÊNDICE E - ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES E CONDIÇÕES INICIAIS DA SIMULAÇÃO	 153
E.1 - Controle de Temperatura	153
E.2 - Controle de Temperatura e Umidade Absoluta	175

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo verificar as potencialidades do código computacional HVACSIM⁺ (Heat Ventilation and Air Conditioning Simulation plus Other Systems). HVACSIM⁺ é um programa generalizado de simulação dinâmica envolvendo simultaneamente equipamentos de condicionamento de ar, sistemas de controle e edificações. O programa é de grande versatilidade, possibilitando a simulação de qualquer edificação com qualquer arranjo de equipamentos e sistemas de controle, com grande facilidade.

Resultados para uma sala climatizada, numa condição típica de verão, dotada de um sistema de controle de temperatura e de um controle simultâneo de temperatura e umidade são apresentados e discutidos.

ABSTRACT

The objective of this work is to assess the potentialities of the computer code HVACSIM⁺ (Heat Ventilation and Air Conditioning Simulation plus Other Systems). HVACSIM⁺ is a generalized dynamic simulation computer program which simulates equipments, controls systems and buildings in a simultaneous way. The program is sensatible and allows the simulation of any building, with any association of equipments and controls.

Results for an air conditioned room, in a typical summer condition, controlled by the air temperature or by the air temperature and humidity are presented and discussed.

SIMBOLOGIA

a	Coeficiente da equação (3.2.82)	[-]
A	Área superficial	[m ²]
At	Área da seção transversal	[m ²]
a ₁ , a ₂	Coeficientes da equação (3.4.65)	[-]
b	Constante da equação (3.5.3)	[-]
b ₁ ...b ₆	Coeficientes da equação (3.4.142)	[-]
B	Ganhos do controlador PID	[-]
c	Calor específico	[kJ/kg°C]
C	Sinal de controle	[-]
C _G	Sinal de controle relacionado à grandeza G	[-]
cp	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg°C]
CR	Variável de auxílio na função HYSTER	[-]
Ct	Capacidade térmica	[kJ/°C]
cv	Calor específico a volume constante	[kJ/kg°C]
C1	Primeiro sinal de controle	[-]
C2	Segundo sinal de controle	[-]
c ₁ ...c ₄	Coeficientes da equação (3.4.101)	[-]
d()	Variação de uma determinada grandeza	[-]
D	Diâmetro	[m]
Dh	Diâmetro hidráulico	[m]
DHLM	Diferença média logarítmica de entalpia	[kJ/kg]
DTLM	Diferença média logarítmica de temperatura	[°C]
$\frac{dX}{dY}$	Derivada total da grandeza X em relação à grandeza Y	[-]

$d_1...d_5$	Coeficientes da equação polinomial (3.1.12)	[-]
e	Rugosidade absoluta no modelo da tubulação	[m]
Er	Erro = $C_{set} - C_1$	[-]
exp	Função Exponencial	[-]
$e_1...e_5$	Coeficientes da equação polinomial (3.1.13)	[-]
f	Fator de atrito	[-]
$f()$	relação funcional	[-]
F	Fator de incrustação	[m ² °C/kW]
FS	Razão entre calor sensível e calor total na equação (3.4.101)	[-]
f_1	Fator de atrito da equação (3.2.9)	[-]
$f_1...f_5$	Coeficientes da equação (3.4.118)	[-]
F_1	Função transferência no modelo da tubulação	[-]
F_2	Função transferência no modelo da tubulação	[-]
F_3	Função transferência no modelo da serpentina de aquecimento	[-]
F_4	Função transferência no modelo da serpentina de aquecimento	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G	Grandeza física	[-]
$g_1...g_6$	Coeficientes do polinômio (D.2)	[-]
$G_1...G_6$	Relações funcionais no modelo do ventilador	[-]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
H	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[kW/m ² °C]
$h_1...h_3$	Coeficientes da equação (3.2.78)	[-]
i	Íésima iteração	[-]
I_n	Função modificada de Bessel de 1ª classe de ordem n	[-]
j	Fração misturada da massa total do ambiente climatizado	[-]
J	Perda de carga	[m ² /s ²]
J_{10}	Perda de carga entre a entrada "i" (1 ou 2) e a saída "o" (1 ou 2)	[m ² /s ²]
k	Condutividade térmica	[kW/m °C]
K	Parâmetro de perda de carga	[kPa/kg ² s ²]
KC	Valor de K fornecido pelo catálogo do fabricante	[kPa/kg ² s ²]
k_{10}	Coeficiente de perda de carga entre a entrada "i" (1 ou 2) e a saída "o" (1 ou 2)	[-]
K_n	Função modificada de Bessel de 2ª classe de ordem n	[-]
L	Comprimento	[m]
L_v	Profundidade da serpentina	[m]
l_1, l_2	Coeficientes da equação (3.3.19)	[-]
$\mathcal{L}()$	Operador Laplaciano	[-]

m	Constante da equação (3.4.12)	[-]
M	Massa	[kg]
\dot{m}	Fluxo de massa	[kg/s]
n	Números inteiros 1,2,3...	[-]
N	Rotação	[rps]
N_c	Número de tubos por fila	[-]
N_m	Número de aletas por centímetro	[-]
N_r	Número de filas de tubos	[-]
N_w	Número de circuitos de água na serpentina	[-]
p	Pressão	[kPa]
P	Potência elétrica	[kW]
q	Fluxo de calor	[kW]
r	Raio	[m]
R	Razão entre a mínima e a máxima capacitância térmica	[-]
R_t	Resistência térmica	[°C/kW]
s	Variável do domínio transformado de Laplace	[-]
S_c	Perímetro molhado da superfície interna da tubulação	[m]
S_N	Perímetro molhado da superfície externa da serpentina	[m]
S_x	Espaçamento horizontal entre tubos da serpentina de água gelada	[m]
S_y	Espaçamento vertical entre tubos da serpentina de água gelada	[m]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[°C]
\bar{T}	Temperatura média	[°C]
Tipo	Tipo de aleta no modelo da serpentina de água gelada	[-]
u	Energia interna específica	[kJ/kg]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[kW/m ² °C]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
V	Velocidade	[m/s]
x	Abscissa	[m]
X	Variável da equação (3.4.118) = $(D_m - D_e)\kappa/2$	[-]
y	Ordenada	[m]
z	Nível geodésico	[m]
w	Umidade absoluta	[kg/kg]
α	Fator peso da equação (3.3.30)	[-]
α_1	Constante da equação (3.4.137)	[-]
β	Coeficiente de expansão térmica	[1/K]
β_1	Constante da equação (3.2.22) $(\dot{m}_f c_{p_f}/H_f A_f)$	[-]

β_2	Constante da equação (3.2.28) ($H_d A_d / (H_d A_d + H_e A_e)$)	[-]
β_3	Constante da equação (3.4.1) ($H_K A_K / \dot{m}_a c_{p_a}$)	[-]
β_4	Constante da equação (3.4.25) ($H_w A_w / \dot{m}_w c_{p_w}$)	[-]
β_5	Constante da equação (3.4.23) ($\psi_H H_a A_a \tau_x / Ct_H$)	[-]
β_6	Constante da equação (3.4.23) ($H_w A_w \tau_x / Ct_H$)	[-]
β_7	Constante da equação (3.4.21) ($\psi_H H_a A_a / \dot{m}_a c_{p_a}$)	[-]
γ	Parâmetro de histerese	[-]
$\gamma_1 \dots \gamma_3$	Constantes da equação (3.4.51)	[-]
γ_4	Constante da equação (3.4.82)	[-]
γ_5	Constante da equação (3.4.91)	[-]
γ_6, γ_7	Constantes da equação (3.4.97)	[-]
γ_8	Constante da equação (3.4.105)	[-]
δ_f	Espaçamento entre as aletas	[m]
δ_m	Espessura da aleta	[m]
Δ	Diferença de uma determinada grandeza entre a entrada e a saída	[-]
ΔG	"Gap" diferencial	[-]
Δt	Incremento de tempo	[s]
$\partial X / \partial Y _Z$	Derivada parcial da grandeza X em relação à grandeza Y sendo a grandeza Z constante	[-]
ϵ	Efetividade de trocadores de calor	[-]
η	Eficiência estática	[-]
η_U^S	Eficiência de saturação do injetor de vapor	[-]
θ	Ângulo	[rad]
Θ	Diferença de temperatura ($T - T_e$)	[°C]
ϑ	Volume	[m ³]
κ	$\sqrt{2} H_{e0} / k_m \delta_m$	[1/m]
λ	Fração do registro/válvula que permanece aberta quando o registro/válvula está completamente fechado	[-]
μ	Viscosidade absoluta	[Pa s]
ξ	x adimensional (x/L)	[-]
π	3,1415927...	[-]
Π_1	Diferença de pressão adimensional	[-]
Π_2	Potência adimensional	[-]
Π_3	Fluxo de massa adimensional	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Tempo adimensional t / τ_x	[-]
τ	Constante de tempo	[s]

τ_L	Constante de tempo do material da serpentina de água quente	[s]
τ_x	Atraso de transporte ($\rho_f \vartheta / \dot{m}$)	[s]
τ_1	Constante de tempo utilizada no modelo da tubulação ($\tau_c \exp(-\beta_2/2 \beta_1)$)	[s]
τ_2	Constante de tempo utilizada no modelo da tubulação ($\tau_c \exp(\beta_2/2 \beta_1)$)	[s]
ϕ	Parâmetro da equação (3.4.101) $((D_e - D_m)/2 H_{eG}/k_m \delta_m)/2$	[m]
φ	Eficiência de aleta	[-]
ψ	Eficiência de transferência de calor das superfícies externas das serpentinas	[-]
Ψ	Diferença de temperatura ($T_m - T_a$)	[°C]
ω_1, ω_2	Constantes da equação (3.4.20)	[-]
ω_3, ω_4	Constantes da equação (3.4.26)	[-]
ω_5	Constante da equação (3.4.32)	[-]
ω_6, ω_7	Constantes da equação (3.4.35)	[-]
ω_8	Constante da equação (3.4.38)	[-]
ω_9	Constante da equação (3.4.56)	[-]
Ω	Diferença de temperatura ($T - T_{al}$)	[°C]
$\bar{\Omega}$	Valor médio de Ω	[°C]

NÚMEROS ADIMENSIONAIS

Gr	Número de Grashof $g \beta (T_e - \bar{T}_c) Dh^3 Pr / (\mu_f/\rho_f)^2$
Nu	Número de Nusselt ($H D/k$)
Pr	Número de Prandtl ($\mu cp/k$)
Re	Número de Reynolds ($\dot{m} Dh / \mu_f At$)

SUBSCRITO

a	Ar
A	Atuador
atm	Atmosférica
aux	Auxílio
b	Aberta
B	Base
c	Tubulação
C	Controlador

d	Interno
D	Controlador derivativo
e	Externo
E	Ambiente condicionado
f	Ar ou água
face	Face
F	Incrustação
g	Fechada
G	Úmido
H	Serpentina de aquecimento
i	Entrada ou sucção
I	Controlador integral
j	Superfície da água
J	Massas internas
k	Condução
K	Resistência elétrica
l	Latente
m	Aleta
M	Porção misturada
max	Valor máximo
min	Valor mínimo
n	Superfície da serpentina
N	Serpentina de resfriamento
o	Saída ou descarga
O	Orvalho
p	Resistência ao escoamento
P	Controlador proporcional
Q	Seco
r	Rotor
R	Registro/válvula
s	Estratificada
S	Vapor d'água
sens	Sensível
set	"Set point"
t	Sensor
tot	Total
u	Umidificador evaporativo

U	Injetor de vapor d'água
v	Ventilador ou bomba
x	Interface serpentina seca - serpentina úmida
z	Superfície externa dos tubos
w	Água
W	Parede
1	Saída ou entrada nº 1 no modelo da junção ou bifurcação
2	Saída ou entrada nº 2 no modelo da junção ou bifurcação

SUPERESCRITO

i	Número de iterações
o	Tempo igual a zero
s	Regime permanente
S	Saturado
-	Tempo igual a $t-\Delta t$

INTRODUÇÃO

Ao longo da história, o homem tem buscado de várias formas, e em diversas áreas, melhores condições de vida. Não obstante, a climatização de ambientes tem-se tornado algo indispensável em muitas atividades da vida cotidiana. Comprovadamente, as atividades profissionais são realizadas de maneira mais eficiente quando, ao ambiente de trabalho são proporcionadas condições de conforto apropriadas. Nos dias atuais, equipamentos modernos (eletrônicos) também necessitam de condições adequadas de temperatura e umidade relativa do ar, para que um bom desempenho seja alcançado.

Entretanto, à obtenção de tais condições ambientais está associado um custo energético, que recentemente é assunto da maior importância. A crise do petróleo na década de 70 fez com que a sociedade começasse a se preocupar com o consumo de energia. No Brasil, o PROCEL (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica) tem, como um de seus objetivos, a redução do consumo de energia elétrica associado à climatização de ambientes. Dados do PROCEL indicam que tal consumo, em prédios públicos, representa 48% do consumo de energia elétrica total (ver Figura 1.1).

Esforços têm sido feitos, com o objetivo de racionalizar esse consumo de energia. Na prática atual, várias medidas estão sendo tomadas neste sentido, quais sejam: i) projetos adequados de equipamentos e controles; ii) instalações de climatização apropriadas às edificações; iii) cálculo adequado da capacidade necessária aos equipamentos e iv) projetos arquitetônicos adequados das edificações.

Apesar de serem medidas evidentemente apropriadas, suas aplicações têm ocorrido de forma individualizada. Análises dinâmicas do comportamento térmico das edificações, de equipamentos e sistemas de controle, através de estruturas computacionais são tratadas separadamente. Entretanto, o funcionamento de equipamentos e sistemas de controle afeta o comportamento térmico da edificação, que por sua vez

influi sobre o funcionamento de equipamentos e controles.

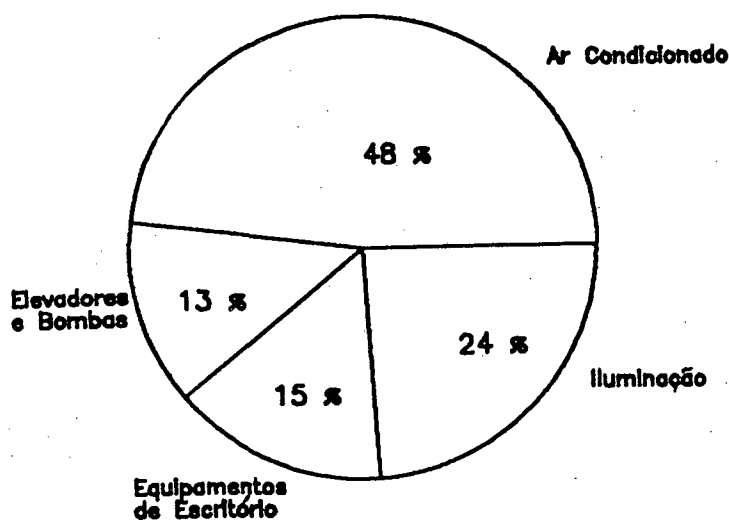


Figura 1.1 - Consumo de energia elétrica em prédios públicos.

Portanto, a análise do comportamento dinâmico integrado de edificações, equipamentos e controles de climatização, inevitavelmente virá a ser a nova prática em projetos de edifícios e equipamentos.

O código computacional HVACSIM⁺ (Heat Ventilation and Air Conditioning Simulation plus Others Systems), objeto de estudo desta dissertação, procura, justamente, simular simultaneamente o comportamento térmico das edificações, equipamentos e sistemas de controle.

HVACSIM⁺ é um programa generalizado de simulação de grande potencialidade e versatilidade. A princípio, qualquer edificação com qualquer arranjo de equipamentos e controles pode ser simulada. O programa possui uma biblioteca de componentes (modelos de equipamentos, controles, edificação, etc) que podem ser associados da maneira desejada pelo usuário.

O modelo apresentado, para prever o comportamento térmico do ambiente climatizado, é um tanto simplificado. Entretanto, a estrutura do programa possibilita a implementação de modelos mais complexos. Espera-se que tais implementações sejam motivos de trabalhos futuros.

Este programa foi analisado com o objetivo de verificar suas potencialidades, bem como a modelação matemática dos componentes. Além disso, alguns modelos de elementos de controle foram desenvolvidos para que situações atuais de controle pudessem ser simuladas.

2 GENERALIDADES DO PROGRAMA

2.1 - Introdução

O programa HVACSIM⁺ é um código computacional de domínio público, desenvolvido pelo National Institute of Standards and Technology (NIST) [1]. Seu objetivo é simular numericamente o comportamento dinâmico de edificações, de sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (HVAC), de sistemas de controle e as interações entre estes subsistemas.

O código HVACSIM⁺ é constituído basicamente por três programas. O programa central é o programa principal de simulação, o qual recebe informações de vários arquivos de entrada e produz os arquivos de saída, contendo os resultados da simulação. O segundo programa, HVACGEN (Configurador de Simulações), é um programa iterativo, responsável pela configuração da simulação a ser executada pelo programa principal de simulação. O último programa, SLINCOM, é utilizado para traduzir as informações geradas pelo HVACGEN numa forma que possa ser diretamente usada pelo programa principal de simulação.

O programa principal de simulação é baseado num programa núcleo denominado MODSIM (Simulação Modular), cujo objetivo principal é gerenciar e resolver um conjunto de equações não-lineares: diferenciais ordinárias e algébricas. Em princípio, o programa MODSIM poderia ser utilizado para simular qualquer sistema que pudesse ser representado como um conjunto de componentes discretos interconectados. A inclusão de uma biblioteca de subrotinas que descrevem, através de equações diferenciais e algébricas, o comportamento de componentes do sistema HVAC, faz com que tal programa seja específico para simular sistemas térmicos em edificações.

O programa configurador HVACGEN é também específico para sistemas HVAC,

pois define variáveis tais como temperatura, pressão e umidade nas simulações. Este programa permite ainda ao usuário especificar os modelos de componentes a serem incluídos numa simulação. Os modelos dos componentes disponíveis, contidos na biblioteca de componentes do HVACSIM⁺, são listados e descritos em um arquivo de informações. Esta biblioteca de modelos pode ser expandida ou modificada.

2.2 - Estrutura de uma Simulação do Programa

A simulação do comportamento de um sistema térmico em conjunto com a edificação, utilizando o programa HVACSIM⁺, requer que o usuário esteja familiarizado não apenas com os equipamentos, mas também com as conexões entre equipamentos do sistema a ser simulado. Um desenho esquemático da instalação é uma ajuda conveniente para visualizar o sistema em uma forma conjunta. A simulação do sistema requer que este desenho seja concebido de forma a se aproximar das características do sistema real. O modelo do sistema deve ser subdividido em componentes, tal como ocorre em um sistema real. Os componentes básicos do modelo do sistema são denominados "unidades". Um determinado modelo de um sistema é constituído de um certo número de unidades conectadas. Cada unidade representa um modelo de uma parte correspondente do equipamento, tal como: bomba, ventilador, tubulação e trocador de calor.

Cada unidade em uma simulação é designada como sendo de um certo "tipo". Uma serpentina de água gelada, por exemplo, é designada do tipo 12. No interior do programa, a unidade é então representada por uma subrotina chamada tipo 12, a qual contém as equações diferenciais e algébricas que descrevem o comportamento de uma serpentina de água gelada.

Para permitir que uma unidade, de um determinado tipo, represente uma parte específica do equipamento, deve-se atribuir valores numéricos a determinados parâmetros. Cada unidade requer diferentes parâmetros. Por exemplo, uma unidade do tipo 12 (serpentina de água gelada) requer os coeficientes de transferência de calor, os parâmetros de resistência ao escoamento, o volume interno da serpentina, a capacidade térmica da serpentina, entre outros. Duas unidades numa simulação podem ser do mesmo tipo, mas requererem parâmetros diferentes. Por exemplo, um bomba centrífuga e um ventilador são do mesmo tipo, mas cada um deles é representado por uma unidade na simulação. Portanto, a unidade que representa a bomba requer parâmetros específicos para a bomba e a unidade que representa o ventilador requer parâmetros específicos para o ventilador.

Da mesma forma como os componentes do sistema real são agrupados em subsistemas, as unidades podem também ser agrupadas em subsistemas, denominados "blocos". Grupos de blocos por sua vez são agrupados em "superblocos". Um bloco, por exemplo,

poderia ser usado para modelar o sistema de distribuição de ar de uma zona climatizada e o superbloco um conjunto de sistemas de distribuição de ar. Os critérios pelos quais as unidades são agrupadas em blocos e estes em superblocos são discutidos na seção 2.2.2.

O tipo de uma unidade determina quais equações diferenciais e algébricas são utilizadas para modelar a unidade. Os parâmetros determinam os coeficientes das equações. As variáveis nas equações são as variáveis da simulação. As variáveis independentes nas equações são entradas de uma unidade, enquanto que variáveis dependentes são as saídas.

As variáveis são identificadas na simulação por um número (índice) e pela categoria da variável. As categorias correspondem a diferentes quantidades físicas, tais como: temperatura, pressão e fluxo de massa. A Tabela 2.1 apresenta as categorias das variáveis que estão disponíveis no programa HVACSIM*. Todas as variáveis de uma categoria particular na simulação são numeradas em ordem crescente a partir da unidade. Várias variáveis podem ter o mesmo número (índice) mas serem distinguidas pela categoria, ou seja, podem coexistir a pressão 1 e a temperatura 1.

Tabela 2.1 - Categorias de variáveis

Nº	Abreviação	Denominação	Dimensão
1	p	Pressão	kPa
2	\dot{m}	Fluxo de massa	kg/s
3	T	Temperatura	°C
4	C	Sinal de controle	-
5	N	Rotação	rps
6	E	Energia	kJ
7	P	Potência	kW
8	w	Umidade absoluta	kg água/kg ar seco

Cada tipo de componente tem um número fixo de entradas, saídas e parâmetros fixos, sendo que cada entrada e cada saída são pertencentes a uma das categorias da Tabela 2.1. Um componente é incluído numa simulação especificando-se seu tipo. Cada uma de suas entradas e saídas deve ser identificada por um número (índice) (Ver Figuras E.1 e E.2).

2.2.1 - Conexões de Unidades

A conexão das unidades é acompanhada pela própria seleção dos números (índices) para as variáveis de entrada e saída das unidades. Se duas unidades são conectadas, algumas informações são passadas de uma unidade à outra. Frequentemente, isto significa que um fluido, ar ou água, está escoando de uma unidade para outra. Alternativamente, um sinal de controle ou um fluxo de calor poderia passar de uma unidade à outra. Para indicar uma conexão, uma variável associada à saída de uma unidade teria o mesmo número e a mesma categoria que a variável associada à entrada de uma outra unidade.

Nenhuma variável em uma simulação pode ser saída de mais do que uma unidade. Se duas unidades produzem a mesma variável como saída, isto significa que o conjunto de equações, determinado pelas conexões entrada/saída, está indeterminado. Em tais casos, ou as duas saídas deveriam possuir índices diferentes, mesmo representando a mesma quantidade física, ou a uma das variáveis de saída deveria ser dado o índice zero. Neste caso, a saída é efetivamente removida da simulação.

2.2.2 - Agrupamento de Unidade em Blocos e Superblocos

A maior diferença entre MODSIM e muitos outros programas de simulação de edificações é o método utilizado para obter uma solução consistente em cada instante de tempo. Ao invés de fazer uso do método das substituições sucessivas, MODSIM resolve simultaneamente as equações não-lineares.

Cada variável de estado, que ao mesmo tempo é entrada de uma unidade e saída de outra, representa uma equação. Se uma simulação contém, por exemplo, quarenta variáveis, existirão quarenta equações que deverão ser resolvidas simultaneamente. O tempo requerido para resolver um conjunto de equações é aproximadamente proporcional ao quadrado do número de equações. Assim, o tempo necessário para resolver um conjunto de 40 equações é no mínimo duas vezes maior que o tempo necessário para resolver dois conjuntos de vinte equações.

Simulações em grande escala requerem a solução simultânea de um grande número de equações diferenciais e algébricas. Quando o número de equações é muito maior do que vinte ou trinta, soluções diretas do conjunto de equações, utilizando um programa como o MODSIM, tornam-se proibitivas, devido ao elevado tempo computacional requerido. Neste caso, o programa MODSIM faz uso de um procedimento hierárquico, dividindo grandes conjuntos de equações em subconjuntos menores. A divisão de uma simulação em blocos e superblocos é uma maneira de reduzir a matriz de equações em subconjuntos de equações.

Um bloco é simplesmente um conjunto de unidades, arbitrariamente definidas

pelo usuário. Usualmente, blocos deveriam ser escolhidos para representar unidades funcionais de tamanho moderado, tais como: um sistema de distribuição de ar ou os elementos de um sistema de controle. As interconexões entre as unidades (conjunto de conexões entrada/saída) dentro de um bloco define um conjunto de equações simultâneas. Qualquer entrada de uma unidade, a qual não é resolvida simultaneamente, é denominada "entrada de bloco". Estas entradas de bloco podem ser vistas como condições de contorno para o conjunto de equações sendo resolvido dentro do bloco. Todas as saídas das unidades, contidas no bloco, podem ser vistas como saídas do bloco. Os valores das saídas do bloco dependerão dos valores das entradas do bloco. Um bloco pode ser visto como uma caixa preta a qual recebe um conjunto de entradas do bloco e produz um conjunto de saídas do bloco.

O próximo nível da estrutura é o superbloco, o qual consiste de um conjunto de blocos. Blocos dentro de um superbloco são exatamente análogos às unidades dentro de um bloco. Conexões entre os blocos (conjunto de conexões entrada/saída) dentro de um superbloco definem um conjunto de equações simultâneas as quais devem ser resolvidas, considerando as soluções preliminares das equações no interior dos blocos. Um superbloco é uma unidade funcional da edificação como um todo, e uma simulação pode ser constituída de vários superblocos. Por exemplo, um superbloco pode conter vários sistemas de distribuição de ar, um outro superbloco, um conjunto de zonas condicionadas dentro do edifício, e um terceiro representar o edifício sujeito às condições do ambiente externo. O programa MODSIM considera ainda que o acoplamento entre superblocos é fraco o suficiente, de forma que cada superbloco possa ser tratado como um subsistema independente. Equações simultâneas não são definidas entre superblocos. As equações nos superblocos são resolvidas sequencialmente, superbloco por superbloco, assumindo que estes são essencialmente independentes. Isto permite que os superblocos sejam processados com diferentes incrementos de tempo.

2.3 - Condições de Contorno

No contexto do programa HVACSIM⁺, uma condição de contorno é definida como sendo uma variável de estado, a qual é entrada de no mínimo uma unidade, mas não é saída de qualquer unidade. As condições de contorno são divididas em duas categorias: condições de contorno constantes ou independentes do tempo, e condições de contorno variáveis no tempo. As últimas são referidas simplesmente como variáveis de contorno.

As variáveis de contorno representam o ambiente para o qual o sistema responde. Em edificações, o ambiente deveria incluir forças motrizes externas, tais como: temperatura do ar externo e radiação solar; forças motrizes internas, tais

como: períodos de ocupação, de iluminação e de utilização de equipamentos; e forças de controle, tais como: mudanças de "set point" dos equipamentos.

Qualquer variável da simulação pode ser especificada como uma variável de contorno, desde que não seja saída de nenhuma unidade. Também não há restrição quanto ao número de variáveis de contorno. Os valores das variáveis de contorno são armazenados em um arquivo de dados e conforme o desenvolvimento da simulação, estes dados são lidos e utilizados para alterar os valores das variáveis de estado apropriadas. A primeira coluna do arquivo de dados das variáveis de contorno deve conter valores de tempo. Os intervalos de tempo não necessitam ser iguais. As colunas restantes contêm os valores das variáveis de contorno nos tempos especificados. O programa MODSIM emprega uma interpolação de terceira ordem de Lagrange para encontrar os valores das variáveis de contorno nos tempos não especificados.

As condições de contorno independentes do tempo simplesmente mantêm seus valores iniciais do começo ao fim da simulação.

2.4 - Inicialização

O conjunto completo de variáveis na simulação pode ser referido pelo termo "vetor de estado". Em qualquer instante de tempo durante uma simulação, o vetor de estado descreve completamente o estado do sistema. Quando a simulação é iniciada, todas as variáveis devem ter um valor inicial. Os valores iniciais devem ser os mais próximos possíveis do estado no qual a simulação deve iniciar.

Toda vez que o programa é executado, uma descrição completa do estado final da simulação é armazenada num arquivo de dados. Uma opção de inicialização foi incluída, a qual permite que o estado final de uma simulação seja usado como estado inicial de uma outra, com dois objetivos básicos. Primeiro, uma série de simulações de um dado sistema pode ser executada de um mesmo estado inicial de regime permanente, sem ser necessário repetir o transiente inicial. Segundo, longas simulações podem ser executadas em várias etapas menores, sendo cada etapa iniciada precisamente onde a anterior terminou.

2.5 - Congelamento de Variáveis de Estado e Desativação de Blocos

Durante a execução de uma simulação, algumas das variáveis de estado podem alcançar o regime permanente. Se algumas destas variáveis estão sendo resolvidas simultaneamente, uma economia de tempo computacional pode ser conseguida, removendo estas variáveis do conjunto de equações simultâneas. Isto é denominado "congelamento" de variáveis. Após uma variável ser congelada, deve-se monitorá-la de forma que possa ser retornada aos cálculos, ou "descongelada", quando necessário.

Se todas as equações simultâneas em um bloco são congeladas, e todas as entradas deste bloco estão também congeladas, o bloco pode ser desativado. Uma vez que um bloco está desativado, não é necessário o monitoramento das variáveis de estado no interior do bloco. Um bloco torna-se ativo assim que uma de suas entradas é descongelada.

2.6 - Incrementos de Tempo e Integração das Equações Diferenciais

As equações diferenciais limitam o tamanho do incremento de tempo, o qual pode ser escolhido durante a execução de uma simulação. Se o incremento de tempo for muito grande, resultados instáveis e imprecisos podem ocorrer. Isto é um problema, particularmente quando os componentes de um sistema possuem uma faixa grande de tempos característicos, ou constantes de tempo, como geralmente é o caso de sistemas térmicos em edificações. Um conjunto de equações diferenciais, com uma larga faixa de valores de constantes de tempo, é referido como um conjunto de equações rígido.

Os melhores algoritmos para tratar com conjuntos de equações rígidos são aqueles que permitem a utilização de um incremento de tempo variável. Estes algoritmos fazem uso de fórmulas de diferenciação "backward" e do método preditivo-corretivo. A ordem da integração e o tamanho do incremento de tempo são variados durante os cálculos, para minimizar o tempo computacional requerido, e atender a um grau de precisão especificado.

Os superblocos em uma simulação são subsistemas independentes, de forma que cada um deles avança independentemente no tempo. O incremento de tempo e a ordem da integração são determinados independentemente para cada superbloco. Assim, por exemplo, ações rápidas de controles em um superbloco podem requerer pequenos incrementos de tempo, mas os incrementos de tempo necessários a outros superblocos podem ser superiores.

3 MODELAÇÃO DOS COMPONENTES DA SIMULAÇÃO

Neste capítulo é apresentada a modelação matemática dos componentes utilizados na simulação numérica.

Alguns modelos não consideram a inércia de determinadas grandezas, ou seja, não ocorrem armazenamentos de massa, calor, quantidade de movimento e etc, no interior do componente. Em outras palavras, isto significa dizer que uma variação no tempo em uma grandeza de entrada de um determinado componente é imediatamente percebida nas grandezas de saída, sem qualquer tipo de atraso. Esta variação das grandezas de entrada pode ser uma consequência do aspecto dinâmico dos demais componentes ou das condições ambientais que variam durante todo o dia. A equação da conservação da energia mecânica, por exemplo, é considerada em regime permanente, nas regiões onde ocorrem escoamentos.

3.1 - Ventilador ou Bomba

As máquinas de fluxo operadoras, assim denominadas por cederem energia a um fluido que passa continuamente pelo seu interior, são componentes essenciais da maioria dos sistemas de condicionamento de ar. A finalidade destas máquinas é transportar o fluido entre dois pontos em um circuito hidráulico ou pneumático.

As máquinas de fluxo que movimentam fluidos no estado gasoso são chamadas ventiladores enquanto as que movimentam líquidos são denominadas bombas. Os tipos de fluidos aqui tratados serão somente ar e água.

A energia transferida ao fluido resulta num aumento das pressões estática e dinâmica e, conseqüentemente, da pressão total. Este aumento na pressão total é utilizado para movimentar o fluido, assim como também para vencer a perda de carga existente no interior da própria máquina e no sistema de distribuição de ar/água.

A modelação matemática deste componente é relativamente complexa devido às diversas perdas envolvidas no processo, as quais dependem principalmente da forma construtiva do equipamento. A princípio cada máquina (ventilador e bomba, simples e dupla aspiração, simples e múltiplos estágios, etc) necessitaria de um modelo matemático, o que certamente seria inviável. Uma alternativa é a utilização de curvas características, obtidas a partir de dados experimentais, para descrever o desempenho de ventiladores e bombas.

Com o objetivo de generalidade e aplicabilidade computacional, optou-se por utilizar tais curvas na forma adimensional.

Modelação Matemática

A importância de representar curvas características na forma adimensional deve-se à possibilidade de avaliar a performance do equipamento fora da sua condição nominal de operação, sem a necessidade de realizar novos testes experimentais. Considerando o escoamento como incompressível, a diferença de pressão, a vazão mássica e a potência são adimensionalizadas como mostrado a seguir.

A diferença de pressão estática, a vazão mássica, a potência, o diâmetro e rotação do rotor e a densidade do fluido são os parâmetros relevantes na avaliação da performance de qualquer máquina de fluxo. Agrupando estas variáveis em uma forma funcional, tem-se:

$$G_1(\Delta p, P_v, \dot{m}, D_r, N_v, \rho_f) = 0 \quad (3.1.1)$$

Escolhendo o diâmetro do rotor, a rotação e a densidade do fluido como parâmetros repetitivos e expressando a função anterior em termos das dimensões fundamentais, massa (M), comprimento (L) e tempo (t), obtêm-se os seguintes grupos adimensionais (ver Apêndice A),

$$G_2\left(\frac{1000 \Delta p}{D_r^2 N_v^2 \rho_f}, \frac{1000 P_v}{D_r^5 N_v^3 \rho_f}, \frac{\dot{m}}{D_r^3 N_v \rho_f}\right) = 0 \quad (3.1.2)$$

ou,

$$G_2(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) = 0 \quad (3.1.3)$$

onde,

$$\Pi_1 = \frac{1000 \Delta p}{D_r^2 N_v^2 \rho_f} \quad (3.1.4)$$

$$\Pi_2 = \frac{1000 P_v}{D_r^5 N_v^3 \rho_f} \quad (3.1.5)$$

$$\Pi_3 = \frac{\dot{m}}{D_r^3 N_v \rho_f} \quad (3.1.6)$$

O valor 1000, que aparece nas expressões anteriores, é um ajuste de unidades.

Define-se eficiência estática através da seguinte equação,

$$\eta_v = \frac{\dot{m} \Delta p}{P_v \rho_f} \quad (3.1.7)$$

Entretanto, observa-se que,

$$\eta_v = \frac{\Pi_1 \Pi_3}{\Pi_2} \quad (3.1.8)$$

Desta forma, pode-se introduzir η_v na relação funcional, expressa pela equação (3.1.3), por ser esta uma quantidade de maior utilidade, em relação a Π_2 . Assim sendo,

$$G_3(\Pi_1, \eta_v, \Pi_3) = 0 \quad (3.1.9)$$

Esta substituição não implica em perda de generalidade já que todas as quantidades mencionadas continuam envolvidas na relação funcional.

Empiricamente observa-se que Π_1 e η_v são dependentes unicamente de Π_3 . Sendo assim, pode-se escrever:

$$\Pi_1 = G_4(\Pi_3) \quad (3.1.10)$$

$$\eta_v = G_5(\Pi_3) \quad (3.1.11)$$

As relações funcionais (3.1.10) e (3.1.11) são obtidas a partir de catálogos de fabricantes de ventiladores e bombas. De acordo com Clark [5], Π_1 e η_v são bem representados por polinômios de até 4ª ordem, cujos coeficientes devem ser fornecidos pelo usuário do programa HVACSIM⁺. Desta forma:

$$\Pi_1 = d_1 + d_2 \Pi_3 + d_3 \Pi_3^2 + d_4 \Pi_3^3 + d_5 \Pi_3^4 \quad (3.1.12)$$

$$\eta_v = e_1 + e_2 \Pi_3 + e_3 \Pi_3^2 + e_4 \Pi_3^3 + e_5 \Pi_3^4 \quad (3.1.13)$$

O procedimento empregado para determinar a pressão estática na sucção, a potência requerida e a temperatura do fluido na descarga é o indicado a seguir.

A partir da vazão mássica pode-se determinar Π_1 e η_v respectivamente através das equações (3.1.12) e (3.1.13). Conhecidos Π_1 e η_v , a pressão de sucção e a potência consumida são obtidas respectivamente através das equações (3.1.4) e (3.1.7).

A equação (3.1.7) pode ser escrita da seguinte maneira para se obter a potência elétrica consumida,

$$P_v = \Delta p \dot{m} / \rho_f \eta_v \quad (3.1.14)$$

A vantagem da adimensionalização pode se vista na equação (3.1.4), onde a densidade do fluido, a rotação e o diâmetro do rotor podem ser alterados sem a necessidade de se avaliar uma nova curva característica. Isto, entretanto, só é válido quando todas as relações de similaridade forem mantidas.

A temperatura do fluido na descarga é determinada através da equação da conservação da energia, considerando as seguintes hipóteses:

- processo adiabático;
- diferença de altura entre sucção e descarga desprezível;
- escoamento incompressível;
- regime permanente;
- escoamento unidimensional e
- toda energia elétrica consumida é entregue ao fluido.

Sendo assim, a equação da energia, quando aplicada ao volume de controle indicado na Figura 3.1, assume a seguinte forma

$$P_v = \dot{m} \left[(u_0 - u_1) + \frac{\Delta p}{\rho_f} + \frac{1}{2} \frac{V_0^2 - V_1^2}{1000} \right] \quad (3.1.15)$$

onde, o valor 1000 se deve a correção de unidades.

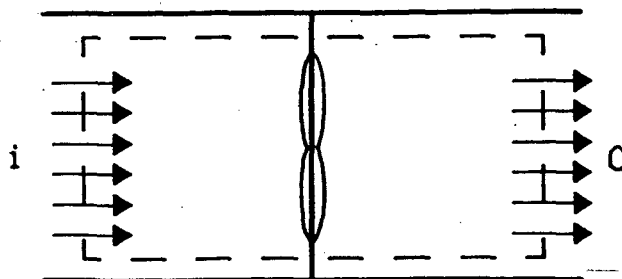


Figura 3.1 - Volume de controle esquemático da máquina de fluxo.

A equação da conservação da massa, sujeita às mesmas hipóteses, fornece a seguinte equação:

$$At_o V_o = At_1 V_1 \quad (3.1.16)$$

ou,

$$\dot{m} = \rho_f At_o V_o \quad (3.1.17)$$

Substituindo as equações (3.1.16) e (3.1.17) na equação (3.1.15), obtém-se

$$P_v = \dot{m} \left[(u_o - u_1) + \frac{\Delta p}{\rho_f} + \frac{1}{2} \frac{\dot{m}^2}{1000 \rho_f^2 At_o^2} \left(1 - \left(\frac{At_o}{At_1} \right)^2 \right) \right] \quad (3.1.18)$$

A potência elétrica consumida pode ser obtida da equação (3.1.14) e substituída na equação (3.1.18),

$$\frac{\dot{m} \Delta p}{\eta_v \rho_f} = \dot{m} \left[(u_o - u_1) + \frac{\Delta p}{\rho_f} + \frac{1}{2} \frac{\dot{m}^2}{1000 \rho_f^2 At_o^2} \left(1 - \left(\frac{At_o}{At_1} \right)^2 \right) \right] \quad (3.1.19)$$

Através da equação (3.1.19) vê-se que a energia elétrica que não é convertida em trabalho de compressão do fluido é transformada em energia interna e energia cinética do fluido.

Sabe-se que a variação da energia interna de um fluido pode ser dada pela seguinte equação de estado

$$du = cv_f dT + \left. \frac{\partial u}{\partial v} \right|_T dv \quad (3.1.20)$$

Como o escoamento é incompressível, o último termo da equação (3.1.20) pode ser desprezado.

Desta forma,

$$du = cv_f dT \quad (3.1.21)$$

Integrando a equação (3.1.21) entre as condições de sucção e descarga e considerando cv_f constante, pois a variação de temperatura é pequena, chega-se à seguinte expressão,

$$u_o - u_1 = cv_f (T_o - T_1) \quad (3.1.22)$$

Pode-se agora substituir a equação (3.1.22) na equação (3.1.19) e rearranjá-la,

$$T_o = T_1 + \frac{1}{cv_f} \left[\frac{\Delta p}{\rho_f} \left(\frac{1}{\eta_v} - 1 \right) + \frac{1}{2} \frac{\dot{m}^2}{1000 \rho_f^2 At_o^2} \left(1 - \left(\frac{At_o}{At_1} \right)^2 \right) \right] \quad (3.1.23)$$

3.2 - Canalizações, Conexões e Resistência ao Fluxo de Ar/Água

Esta seção se destina a apresentar a modelação empregada para a canalização, bifurcação e junção de escoamentos de ar e água. É apresentado também o procedimento para modelar a perda de carga que certos componentes provocam em escoamentos de ar e água.

O escoamento através destes componentes será descrito pela equação da energia mecânica, sujeita às hipóteses de regime permanente, escoamento unidirecional e incompressível. Desta maneira, tal equação assume a seguinte forma,

$$\Delta p = - \frac{1}{2} \rho_f \frac{\Delta V^2}{1000} - \frac{\rho_f g \Delta z}{1000} + \rho_f J \quad (3.2.1)$$

ou seja, a variação de pressão provocada pelo componente deve-se à variação das energias cinética e potencial e mais à perda de carga localizada.

O valor 1000, que aparece na expressão anterior, é um fator de correção de unidades.

A equação da conservação da massa, sujeita às hipóteses de escoamento unidirecional e incompressível, assume a seguinte forma,

$$\dot{m} = \rho_f V At \quad (3.2.2)$$

A seguir apresentam-se os modelos matemáticos destes componentes.

3.2.1 - Canalizações de Ar/Água

Em instalações de condicionamento de ar, as tubulações são normalmente utilizadas para conduzir ar ou água.

As canalizações de ar se destinam geralmente a distribuir o ar para os diversos pontos de insuflamento, enquanto que as tubulações de água aparecem em sistemas com condensação a água e de água gelada.

Um dos objetivos deste item é mostrar a determinação da variação de pressão decorrente de um escoamento incompressível em canalizações de ar/água. Outro objetivo é avaliar a queda de temperatura do fluido, escoando através da canalização, devido à troca de calor com o ambiente externo.

Na modelação da tubulação, a seção transversal é considerada circular. Para

modelar um tubo com seção transversal qualquer a definição de diâmetro hidráulico é observada.

Modelação Matemática

Desprezando a variação da energia cinética na equação (3.2.1), obtém-se:

$$\Delta p = \left[-\rho_f g \Delta z + f \frac{L_c}{Dh_c} \rho_f \frac{V^2}{2} \right] \frac{1}{1000} \quad (3.2.3)$$

onde, Dh_c é o diâmetro hidráulico da tubulação ($4 At_c / S_c$).

Através da equação da conservação da massa (equação 3.2.2)), pode-se escrever,

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_f At_c} \quad (3.2.4)$$

Substituindo a equação (3.2.4) na equação (3.2.2), obtém-se,

$$\Delta p = \left[-\rho_f g \Delta z + \frac{f L_c}{2 Dh_c} \frac{\dot{m}^2}{\rho_f At_c^2} \right] \frac{1}{1000} \quad (3.2.5)$$

Dois procedimentos foram desenvolvidos a partir da equação (3.2.5). O primeiro deles calcula a pressão na entrada da canalização, quando o fluxo de massa e a pressão na saída da canalização são conhecidos. Desta forma:

$$p_1 = p_o - \left[\rho_f g \Delta z - \frac{f L_c}{2 Dh_c} \frac{|\dot{m}| \dot{m}}{\rho_f At_c^2} \right] \frac{1}{1000} \quad (3.2.6)$$

O outro calcula o fluxo de massa através da canalização, sendo a diferença de pressão entre entrada e saída conhecida. Assim sendo,

$$\dot{m} = \mp At_c^2 \sqrt{\frac{2 |1000 \Delta p + \rho_f g \Delta z| Dh_c \rho_f}{f L_c}} \quad (3.2.7)$$

O modelo prevê ainda a inversão do sentido do fluxo de massa, ou seja, a entrada pode se tornar saída e vice-versa. Isto significa dizer que o valor de $-\rho_f g \Delta z + \frac{f L_c}{2 Dh_c} \frac{|\dot{m}| \dot{m}}{\rho_f At_c^2}$, na equação (3.2.6), será negativo e conseqüentemente a pressão na entrada da canalização será menor que na saída. Se o módulo de $1000 \Delta p + \rho_f g \Delta z$, na equação (3.2.7), for negativo o fluxo de massa será reverso e \dot{m} terá valor negativo.

O fator de atrito, nas equações (3.2.6) e (3.2.7), na região de escoamento laminar é dado por:

$$f = 64 / Re \quad (3.2.8)$$

onde, $Re = \dot{m} Dh_c / \mu_f At_c$.

Para a região turbulenta, de acordo com ASHRAE [6], em aplicações típicas de condicionamento de ar, tem-se:

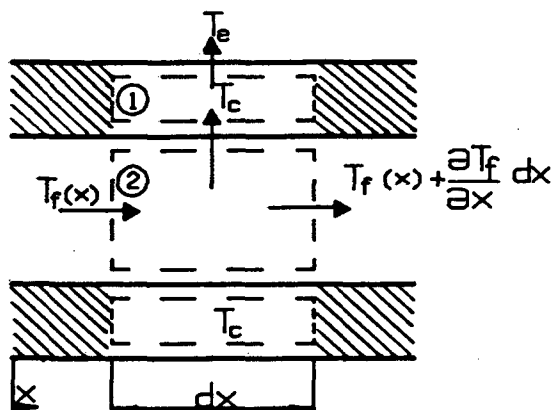
$$f_1 = 0,11 \left(\frac{e}{Dh_c} + \frac{68}{Re} \right)^2 \quad (3.2.9)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{se } f_1 < 0,018 \Rightarrow f = 0,85 f_1 + 0,0028 \\ \text{em caso contrário } f = f_1 \end{array} \right\} \quad (3.2.10)$$

O fator de atrito na equação (3.2.6) pode ser facilmente calculado, pois o fluxo de massa e os demais parâmetros fixos são conhecidos. No caso da equação (3.2.7), o fator de atrito não é diretamente calculado, já que este é função do fluxo de massa que se deseja calcular. Como as equações (3.2.7) e (3.2.8) ou (3.2.7) e (3.2.9) formam sistemas de equações não lineares com duas equações e duas incógnitas (f e \dot{m}), o fator de atrito é, neste caso, encontrado através de um procedimento iterativo.

A temperatura do fluido na saída da canalização pode ser calculada através de dois procedimentos, um simplificado e outro detalhado.

Ambos os modelos baseiam-se em dois domínios, como mostrado na Figura 3.2.



1- Domínio do escoamento

2- Domínio da Canalização

Figura 3.2 - Volume diferencial da canalização

A equação da conservação da energia, em ambos os procedimentos, está sujeita às seguintes hipóteses simplificativas:

- escoamento incompressível e unidirecional;
- propriedades do fluido e do material da tubulação constantes;
- coeficientes de convecção constantes;
- temperatura externa uniforme e constante;
- fluxo de massa constante e
- temperatura da parede da tubulação uniforme ao longo da espessura (parede

fina).

a) Modelo Simplificado

O procedimento a seguir é descrito por Clark [5].

Além das hipóteses já mencionadas, faz-se inicialmente a hipótese de regime permanente.

Através de um balanço de energia no domínio do escoamento, tem-se:

$$\dot{m} c_{p_f} \frac{dT_f(\xi)}{d\xi} + H_d A_d [T_f(\xi) - T_c(\xi)] = 0 \quad (3.2.11)$$

onde, $\xi = x/L_c$ e L_c é o comprimento da canalização.

O coeficiente de convecção interno, H_d , é calculado a partir do número de Nusselt (equação de Dittus e Boelter), para escoamento turbulento,

$$H_d = \frac{Nu \, k_f}{Dh_c} = \frac{k_f}{Dh_c} 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (3.2.12)$$

O balanço de energia aplicado à canalização fornece:

$$H_d A_d [T_f(\xi) - T_c(\xi)] - H_e A_e [T_c(\xi) - T_{ae}] = 0 \quad (3.2.13)$$

Isolando T_c na equação (3.2.13) e substituindo na equação (3.2.11), obtém-se,

$$\dot{m} c_{p_f} \frac{dT_f}{d\xi} + U_c A_c (T_f - T_{ae}) = 0 \quad (3.2.14)$$

$$\text{onde, } U_c A_c = \frac{H_d A_d H_e A_e}{H_d A_d + H_e A_e}$$

Rearranjando a equação (3.2.14) e integrando-a,

$$\dot{m} c_{p_f} \int_{T_{f1}}^{T_{fo}^s} \frac{dT_f}{(T_f - T_{ae})} = - U_c A_c \int_0^1 d\xi \quad (3.2.15)$$

obtém-se:

$$T_{fo}^s = T_e + (T_{f1} - T_{ae}) \exp(-U_c A_c / \dot{m} c_{p_f}) \quad (3.2.16)$$

onde, T_{fo}^s é o valor da temperatura do fluido na saída da tubulação em condições de regime permanente.

O fluxo de calor da tubulação para o ambiente externo em regime permanente, considerando T_{f1} fixo, será:

$$H_e A_e (\bar{T}_c - T_{ae}) = \dot{m} c_{p_f} (T_{f1} - T_{fo}^s) \quad (3.2.17)$$

O comportamento dinâmico é considerado através de um balanço global de energia na canalização.

$$C_{t_c} \frac{d\bar{T}_c}{dt} = \dot{m} c_{p_f} (T_{f1} - T_{fo}) - H_e A_e (\bar{T}_c - T_{ae}) \quad (3.2.18)$$

Assume-se também, que a troca de calor entre a canalização e o ambiente externo ocorre a uma taxa de regime permanente (baseado no valor atual de T_{f1} em qualquer instante de tempo (ver equação (3.2.17)). Desta forma, a variação temporal da taxa de transferência de calor é proporcionada pela variação de T_{f1} que é um dado de entrada. Fazendo uso desta consideração, substitui-se a equação (3.2.17) na equação (3.2.18) e obtém-se:

$$C_{t_c} \frac{d\bar{T}_c}{dt} = \dot{m} c_{p_f} (T_{fo}^s - T_{fo}) \quad (3.2.19)$$

O modelo assume ainda que $T_f(\xi)$ e $T_c(\xi)$, na equação (3.2.13), podem ser substituídos por T_{fo} e \bar{T}_c , respectivamente. Desta forma:

$$H_d A_d (T_{fo} - \bar{T}_c) = H_e A_e (\bar{T}_c - T_{ae}) \quad (3.2.20)$$

Diferenciando a equação (3.2.20) em relação ao tempo e rearranjando, tem-se,

$$\frac{H_d A_d}{H_d A_d + H_e A_e} \frac{dT_{fo}}{dt} = \frac{d\bar{T}_c}{dt} \quad (3.2.21)$$

Substituindo agora a equação (3.2.19) na equação (3.2.21), obtém-se,

$$\frac{dT_{fo}}{dt} = \frac{T_{fo}^s - T_{fo}}{\tau_c / \beta_1} \quad (3.2.22)$$

$$\text{onde, } \tau_c = \frac{Ct_c}{H_d A_d + H_e A_e}$$

$$\beta_1 = \frac{\dot{m} c_{pf}}{H_d A_d}$$

Resolvendo a equação (3.2.22) no intervalo de tempo Δt , e considerando T_{fo}^s constante, neste intervalo, tem-se,

$$T_{fo} = T_{fo}^s + (T_{fo}^s - T_{fo}^-) \exp(-\Delta t / \tau_c) \quad (3.2.23)$$

A temperatura T_{fo} sofre ainda um atraso de transporte τ_x , computado pela função DELAY, descrita no Apêndice D.

$$T_{fo}(t - \tau_x) = \text{DELAY}(T_{fo}, \tau_x) \quad (3.2.24)$$

onde, $\tau_x = L_c / V_f$ é o atraso de transporte.

b) Modelo Detalhado

O modelo detalhado é desenvolvido sem nenhuma hipótese adicional àquelas já mencionadas.

Fazendo um balanço de energia no escoamento, chega-se à seguinte expressão:

$$Ct_f \frac{\partial T_f(\xi, t)}{\partial t} + \dot{m} c_{pf} \frac{\partial T_f(\xi, t)}{\partial \xi} + H_d A_d [T_f(\xi, t) - T_c(\xi, t)] = 0 \quad (3.2.25)$$

O balanço de energia na canalização resulta na expressão:

$$Ct_c \frac{\partial T_c(\xi, t)}{\partial t} + H_d A_d [T_c(\xi, t) - T_f(\xi, t)] + H_e A_e [T_c(\xi, t) - T_e(\xi, t)] = 0 \quad (3.2.26)$$

Parametrizando as equações (3.2.24) e (3.2.25), obtém-se,

$$\beta_1 \tau_x \frac{\partial \theta_f(\xi, t)}{\partial t} + \beta_1 \frac{\partial \theta_f(\xi, t)}{\partial \xi} + \theta_f(\xi, t) = \theta_c(\xi, t) \quad (3.2.27)$$

$$\tau_c \frac{\partial \theta_c(\xi, t)}{\partial t} + \theta_c(\xi, t) - \beta_2 \theta_f(\xi, t) = 0 \quad (3.2.28)$$

$$\text{onde, } \tau_c = \frac{C t_c}{H_d A_d + H_e A_e},$$

$$\beta_2 = \frac{H_d A_d}{H_d A_d + H_e A_e},$$

$$\beta_1 = \frac{\dot{m} c p_f}{H_d A_d},$$

$$\tau_x = \rho_f A t_c L_c / \dot{m},$$

$$\theta_c = T_c - T_{ae}$$

$$\theta_f = T_f - T_{ae} \quad e$$

$$\xi = x/L_c$$

Aplicando a transformada de Laplace às equações (3.2.27) e (3.2.28) e considerando que θ_c e θ_f sejam iguais a zero, no instante t igual a zero, obtém-se,

$$\beta_1 \tau_x s L(\theta_f) + \beta_1 \frac{d[L(\theta_f)]}{d\xi} + L(\theta_f) = L(\theta_c) \quad (3.2.29)$$

$$\tau_c s L(\theta_c) + L(\theta_c) - \beta_2 L(\theta_f) = 0 \quad (3.2.30)$$

onde, L é o operador da transformada de Laplace e s é a variável independente do domínio transformado.

Substituindo $L(\theta_c)$ da equação (3.2.30) na equação (3.2.29) e rearranjando, obtém-se:

$$\frac{d[L(\theta_f)]}{d\xi} = - \left[\tau_x s + \frac{1}{\beta_1} \left(1 - \frac{\beta_2}{\tau_c s + 1} \right) \right] L(\theta_f) \quad (3.2.31)$$

Integrando a equação (3.2.31) entre a entrada da canalização até a sua saída,

$$\int_{L(\theta_{f1})}^{L(\theta_{f0})} \frac{d[L(\theta_f)]}{L(\theta_f)} = - \left[\tau_x s + \frac{1}{\beta_1} \left(1 - \frac{\beta_2}{\tau_c s + 1} \right) \right] \int_0^1 d\xi \quad (3.2.32)$$

obtém-se a seguinte função transferência:

$$\frac{L(\theta_{f0})}{L(\theta_{f1})} = F_1(s) = \exp(-\tau_x s) \exp[-(1 - \beta_2)/\beta_1] \exp \left[\frac{\beta_2}{\beta_1} \left(\frac{\tau_c s}{\tau_c s + 1} \right) \right] \quad (3.2.33)$$

Pela impossibilidade de inverter analiticamente a função transferência $F_1(s)$ ao domínio tempo, Tobias [9] propôs a seguinte função transferência aproximada, em substituição à equação (3.2.33):

$$F_2(s) = \exp(-\tau_x s) \exp[-(1 - \beta_2)/\beta_1] \exp\left(\frac{\tau_1 s + 1}{\tau_2 s + 1}\right) \quad (3.2.34)$$

onde, $\tau_1 = \tau_c \exp(-\beta_2/2\beta_1)$ e $\tau_2 = \tau_c \exp(\beta_2/2\beta_1)$.

Tobias [9] fez uma comparação entre a função transferência $F_1(s)$ e a função transferência aproximada $F_2(s)$ e mostrou que o erro existente entre $F_1(s)$ e $F_2(s)$ é dependente unicamente da razão β_2/β_1 . O erro máximo percentual entre as amplitudes de $F_1(s)$ e $F_2(s)$ será menor do que 10% e a máxima diferença entre os ângulos de fase será também menor que 10%, desde que a relação β_2/β_1 seja menor que 2. A magnitude do erro pode ser reduzida, usando mais do que uma função transferência aproximada para modelar uma canalização, já que este procedimento diminui o valor da razão β_2/β_1 .

A função transferência (3.2.34) será então utilizada para calcular o valor de θ_{fo} .

$$\frac{L(\theta_{fo})}{L(\theta_{fi})} = \exp(-\tau_x s) \exp[-(1 - \beta_2)/\beta_1] \left(\frac{\tau_1 s + 1}{\tau_2 s + 1} \right) \quad (3.2.35)$$

Da equação (3.2.35) chega-se a:

$$\tau_2 s L(\theta_{fo}) + L(\theta_{fo}) = \exp[-(1 - \beta_2)/\beta_1] [\tau_1 s \exp(-\tau_x s) L(\theta_{fi}) + \exp(-\tau_x s) L(\theta_{fi})] \quad (3.2.36)$$

Aplicando a transformada inversa de Laplace, obtém-se,

$$\left. \begin{aligned} \tau_2 \frac{d\theta_{fo}(t)}{dt} + \theta_{fo}(t) &= 0, & t < \tau_x \\ \tau_2 \frac{d\theta_{fo}(t)}{dt} + \theta_{fo}(t) &= \exp[-(1 - \beta_2)/\beta_1] \left[\tau_1 \frac{d\theta_{fi}(t - \tau_x)}{dt} + \theta_{fi}(t - \tau_x) \right], & t \geq \tau_x \end{aligned} \right\} \quad (3.2.37)$$

ou ainda,

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Theta_{fo}}{dt} &= -\frac{1}{\tau_2} \Theta_{fo}(t) & , t < \tau_x \\ \frac{d\Theta_{fo}}{dt} &= -\frac{1}{\tau_2} \left\{ \Theta_{fo}(t) - \right. \\ &\quad \left. \exp[-(1-\beta_2)/\beta_1] \left[\tau_1 \frac{d\Theta_{f1}}{dt}(t-\tau_x) + \Theta_{f1}(t-\tau_x) \right] \right\} & , t \geq \tau_x \end{aligned} \right\} \quad (3.2.38)$$

O atraso de transporte requerido na equação (3.2.38) é computado pela função DELAY. Desta forma, a equação (3.2.38) assume a seguinte forma,

$$\frac{d\Theta_{fo}}{dt} = -\frac{1}{\tau_2} \left\{ \Theta_{fo} - \exp[-(1-\beta_2)/\beta_1] \text{DELAY} \left[\tau_1 \frac{d\Theta_{f1}}{dt} + \Theta_{f1}; \tau_x \right] \right\} \quad (3.2.39)$$

ou ainda,

$$\frac{dT_{fo}}{dt} = -\frac{1}{\tau_2} \left\{ T_{fo} - T_{ae} - \exp[-(1-\beta_2)/\beta_1] \text{DELAY} \left[\tau_1 \frac{dT_{f1}}{dt} + T_{f1} - T_e; \tau_x \right] \right\} \quad (3.2.40)$$

A equação (3.2.40) é então resolvida para se obter a variação temporal de T_{fo} .

A seguir apresenta-se uma comparação entre os modelos, simplificado e detalhado juntamente com um modelo numérico obtido com a técnica de diferenças finitas.

Na presente análise as equações anteriormente mencionadas estão sujeitas a uma excitação na temperatura de entrada, Θ_i , mostrada na Figura 3.3 e representada pela equação (3.2.41).

$$\Theta_{f1} = 1 - \exp(-t/\tau_x) \quad (3.2.41)$$

onde, as unidades de Θ_{f1} e do tempo são, respectivamente, °C e s.

Os resultados obtidos com os modelos simplificado, detalhado e numérico são apresentados na Figura 3.4.

A solução numérica das equações (3.2.27) e (3.2.28) é admitida como sendo a solução mais precisa. Portanto, esta solução servirá como padrão de comparação.

Na Figura 3.4a as soluções dos modelos simplificado e detalhado estão bem próximas da solução do modelo numérico.

A canalização da Figura 3.4b possui um comprimento 5 vezes superior ao da

canalização considerada na Figura 3.4a. Isto resulta numa razão β_2/β_1 igual a 6,2. Conforme observado por Tobias [9], quando a relação β_2/β_1 é superior a 2 o modelo detalhado não apresenta bons resultados. A Figura 3.4b confirma esta afirmação, mostrando uma discrepância entre os resultados do modelo detalhado e os resultados do modelo numérico. Entretanto, o modelo simplificado continua mantendo uma excelente concordância com o modelo numérico.

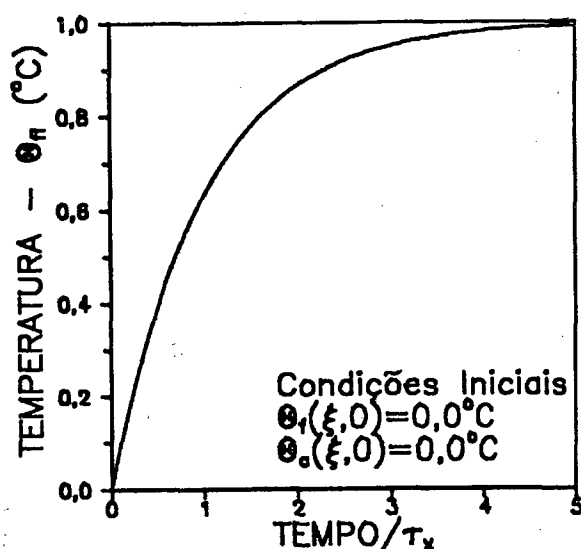


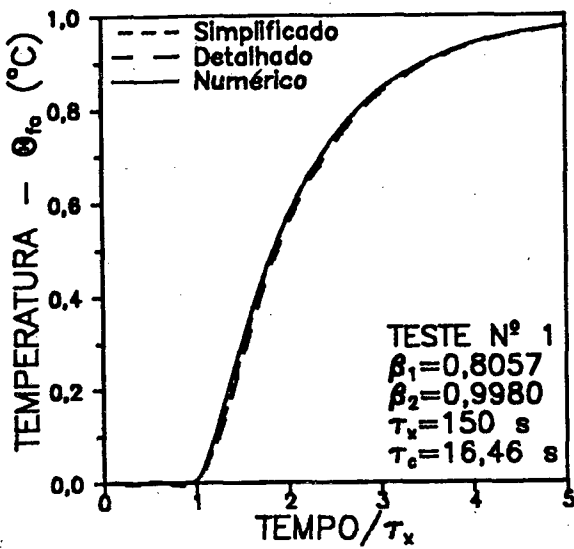
Figura 3.3 - Temperatura do fluido na entrada da canalização.

Na situação ilustrada na Figura 3.4c, os resultados do modelo simplificado estão bem afastados dos resultados do modelo numérico. Atribui-se esta diferença ao fato da constante de tempo, τ_c , ser bem maior que τ_x . Observa-se que τ_c , na equação (3.2.22), deve estar amortecendo os resultados além do necessário.

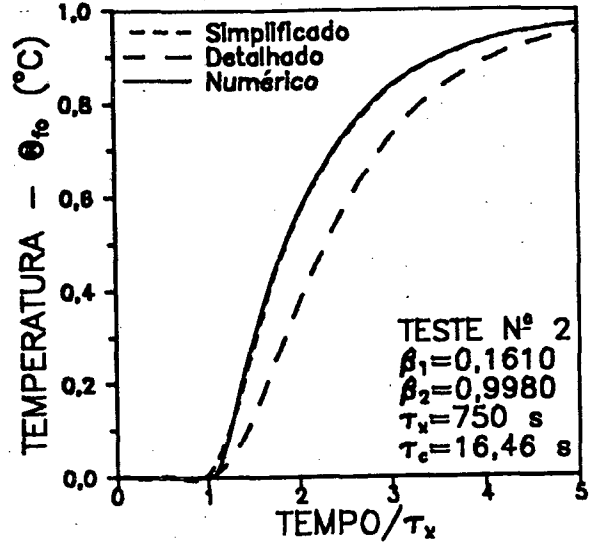
Como era esperada, a temperatura do fluido na saída da canalização somente perceberá a excitação da temperatura do fluido na entrada da canalização após um período de tempo igual ou superior a τ_x (ver Figura 3.4). Isto ocorre pelo fato da difusão térmica na direção do escoamento ter sido desprezada. Efetivamente, este resultado pode ser observado na natureza, quando os efeitos convectivos sobrepujam os efeitos difusivos na direção do escoamento. Para a aplicação em questão, esta situação deve ocorrer na maioria dos casos.

Foi observado ainda que se um pulso degrau unitário for dado na temperatura θ_{f1} , os resultados dos modelos simplificado e detalhado não concordam com os resultados do modelo numérico em nenhuma das situações anteriores. Segundo Clark [5] estas discrepâncias aparecem devido a função DELAY não computar perfeitamente o atraso de transporte.

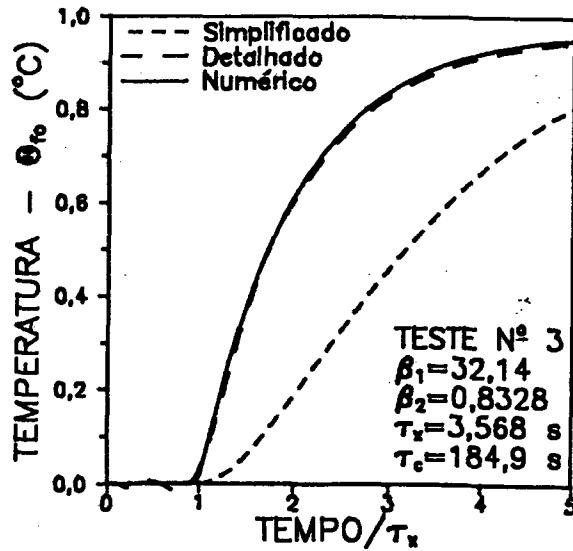
Apesar do modelo detalhado ter sido desenvolvido para excitações exclusivamente na temperatura do fluido na entrada do tubo, uma comparação entre os modelos simplificado, detalhado e numérico é feita também para uma excitação no fluxo de massa.



a) Teste nº 1



b) Teste nº 2



c) Teste nº 3

Figura 3.4 - Temperatura do fluido na saída da canalização.

A excitação no fluxo de massa é proporcionada pela equação (3.2.42) e mos-

trada na Figura 3.5. O coeficiente de convecção, H_d , nesta comparação, foi considerado inváriavel com o fluxo de massa.

$$\dot{m} = 0,1 + 2,9 [1 - \exp(-t/35)] \quad (3.2.42)$$

onde, as unidades do fluxo de massa e do tempo são, respectivamente, kg/s e s.

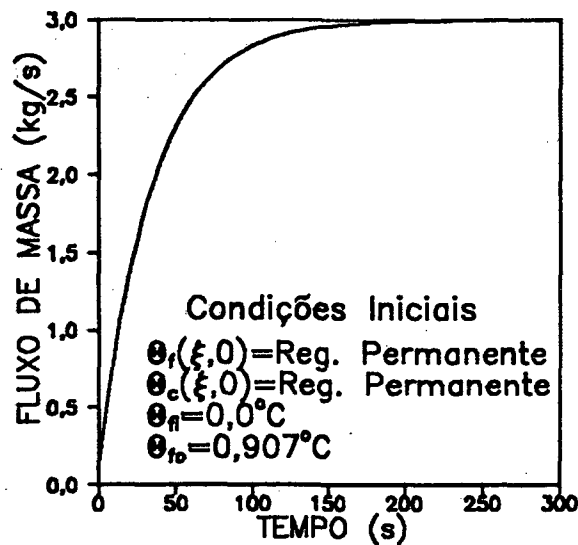


Figura 3.5 - Excitação no fluxo de massa a que estão sujeitas as soluções da Figura 3.6.

Para o caso testado, o modelo simplificado mostra uma certa proximidade do modelo numérico (ver Figura 3.6). No entanto, o modelo detalhado afasta-se completamente do modelo numérico.

O período de excitação e amplitude do fluxo de massa em instalações de condicionamento de ar, é bem superior ao apresentado na Figura 3.5. Sendo assim, os modelos tendem a se aproximar do regime permanente, como indica a própria Figura 3.6.

Através da presente análise conclui-se que a utilização de um ou outro modelo deve ser feita com bastante cuidado. Isto exige do usuário do programa um profundo conhecimento dos procedimentos empregados na modelação matemática, para permitir escolher a melhor opção para uma dada aplicação.

Observa-se também que as variações da temperatura externa ocorrem numa frequência equivalente ao período de vinte e quatro horas. Esta é uma frequência muito baixa, para as aplicações em questão. Isto significa dizer que o modelo de regime permanente, para excitações na temperatura externa, é satisfatório.

As variáveis e parâmetros necessários para a efetiva implementação dos

modelos detalhado e simplificado estão descritos no Apêndice B, item B.2.

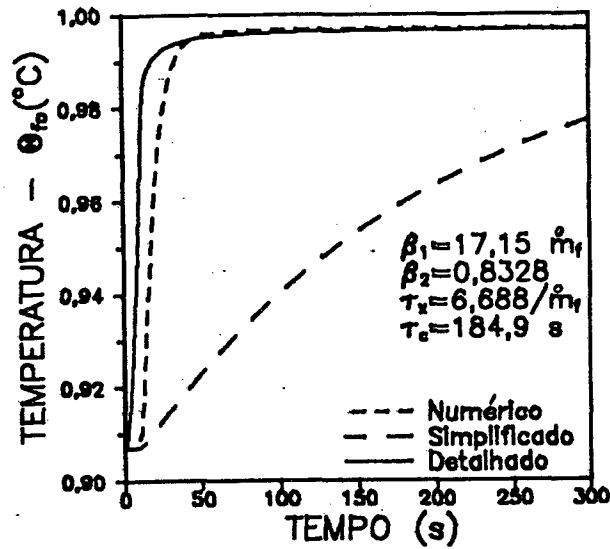


Figura 3.6 - Temperatura do fluido na saída da canalização.

3.2.2 - Processo Junção de Dois Fluxos de Ar/Água

Em aplicações de condicionamento de ar são comuns as junções de dois escoamentos de ar/água. A mistura do ar de retorno com o ar externo e a união de dois fluxos de água de retorno de "Fan-Coils" são exemplos desta prática. Assim sendo, torna-se necessário modelar este processo.

A Figura 3.7 mostra alguns tipos de junções, possíveis de serem analisadas pelo modelo a ser apresentado.

O modelo, ilustrado na Figura 3.8, faz uso das equações da conservação da energia e da conservação da massa para avaliar o fluxo de massa, a temperatura e a umidade absoluta (no caso do ar) no ramal de saída e as pressões nos dois ramais de entrada. Os dados de entrada necessários são os fluxos de massa, as temperaturas e as umidades absolutas nos ramais de entrada e a pressão no ramal de saída.

Modelação Matemática

a) Fluxo de Massa

De acordo com a equação (3.2.2), o fluxo de massa na saída é simplesmente a soma dos fluxos de massa nas entradas (ver Figura 3.8).

$$\dot{m}_o = \dot{m}_{i1} + \dot{m}_{i2} \quad (3.2.43)$$

No caso do ar, estes fluxos de massa são estabelecidos em base de ar seco

(kg ar seco/s).

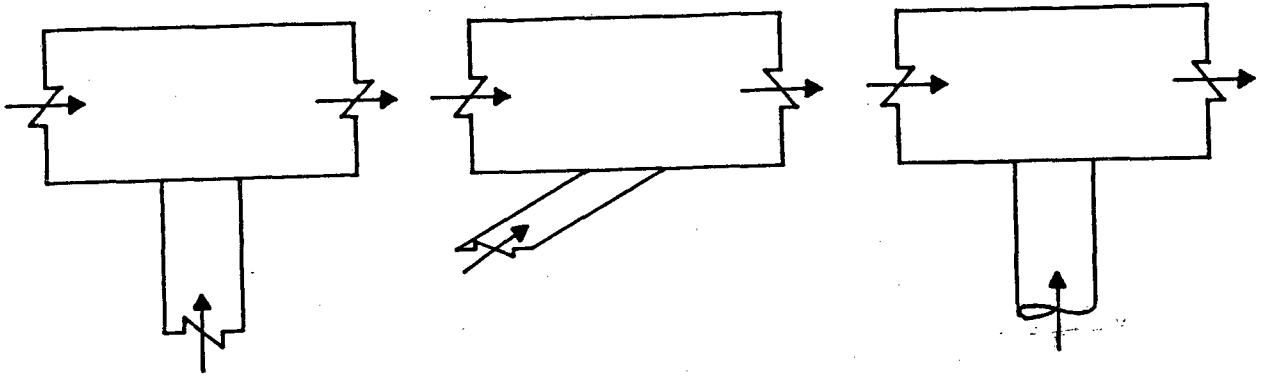


Figura 3.7 - Tipos de junções que podem ser consideradas.

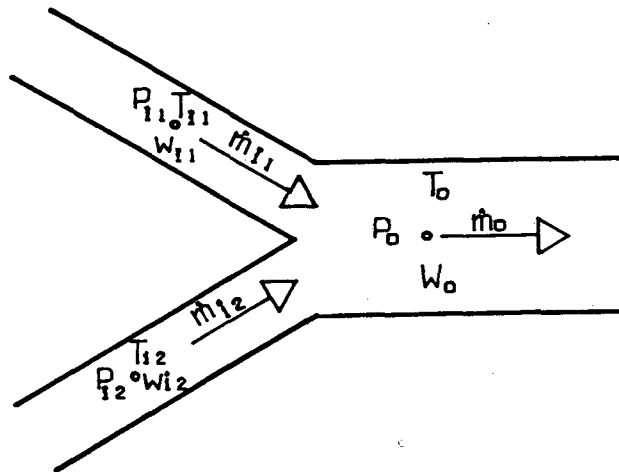


Figura 3.8 - Configuração esquemática da junção

b) Temperatura

A temperatura na ramificação de saída será calculada a partir da equação da conservação da energia sob as seguintes hipóteses:

- processo adiabático;
- regime permanente;
- variações da energia cinética e potencial desprezíveis e
- escoamento unidirecional, uniforme.

Portanto,

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_0h_0 \quad (3.2.44)$$

Substituindo a equação da conservação da massa (3.2.43) na equação da con-

servação da energia (3.2.44), tem-se,

$$\dot{m}_{11} (h_o - h_{11}) + \dot{m}_{12} (h_o - h_{12}) = 0 \quad (3.2.45)$$

Água e ar serão tratados de forma diferenciada a partir deste ponto, pois as hipóteses não são as mesmas para ambos.

No caso da água, considerando que as variações de pressão entre as entradas e saída da junção não são suficientemente grandes para que provoquem uma significativa variação de entalpia, pode-se escrever a equação de estado para entalpia como,

$$dh = c_{pw} dT \quad (3.2.46)$$

ou seja, a entalpia é somente dependente da temperatura quando a pressão é aproximadamente constante.

Integrando a equação (3.2.46) entre as posições de entrada e saída e admitindo c_{pw} constante na faixa de temperatura considerada, obtém-se,

$$h_o - h_i = c_{pw} (T_o - T_i) \quad (3.2.47)$$

Substituindo a equação (3.2.47) na equação (3.2.45), obtém-se:

$$\dot{m}_{11} c_{pw} (T_o - T_{11}) + \dot{m}_{12} c_{pw} (T_o - T_{12}) = 0 \quad (3.2.48)$$

O rearranjo desta equação permite o cálculo da temperatura de saída da água,

$$T_o = \frac{\dot{m}_{11} T_{11} + \dot{m}_{12} T_{12}}{\dot{m}_{11} + \dot{m}_{12}} \quad (3.2.49)$$

No caso do ar, considera-se inicialmente, que seja formado por uma mistura de vapor d'água e ar seco. Portanto, a entalpia do ar, utilizando a lei de Dalton, será a soma das entalpias individuais das substâncias constituintes,

$$h = h_{a0} + h_s \quad (3.2.50)$$

Fazendo hipótese de gás perfeito para o ar e considerando o vapor d'água presente na mistura como saturado, obtém-se [6]:

$$h = c_{pa} T + h_s^s \quad (3.2.51)$$

A entalpia do vapor d'água, h_S^S deve ser multiplicada pela unidade absoluta, w , para que as unidades sejam consistentes, já que a entalpia é expressa em base de ar seco.

Substituindo a equação (3.2.51) na equação (3.2.45), obtém-se,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{11} (c_{pa} T_o + w_o h_{So}^S - c_{pa} T_{11} - w_{11} h_{S11}^S) + \\ \dot{m}_{12} (c_{pa} T_o + w_o h_{So}^S - c_{pa} T_{12} - w_{12} h_{S12}^S) = 0 \end{aligned} \quad (3.2.52)$$

Rearranjando,

$$\begin{aligned} c_{pa} [\dot{m}_{11} (T_o - T_{11}) + \dot{m}_{12} (T_o - T_{12})] + (\dot{m}_{11} + \dot{m}_{12}) w_o h_{So}^S - \\ \dot{m}_{11} w_{11} h_{S11}^S + \dot{m}_{12} w_{12} h_{S12}^S = 0 \end{aligned} \quad (3.2.53)$$

Aplicando a equação da conservação da massa (3.2.1) ao vapor d'água, obtém-se:

$$\dot{m}_o w_o = \dot{m}_{11} w_{11} + \dot{m}_{12} w_{12} \quad (3.2.54)$$

Fazendo uso da equação da conservação da massa (3.2.43), aplicada ao ar seco, na expressão anterior, tem-se:

$$(\dot{m}_{11} + \dot{m}_{12}) w_o = \dot{m}_{11} w_{11} + \dot{m}_{12} w_{12} \quad (3.2.55)$$

A expressão (3.2.55) é agora substituída na equação (3.2.53), resultando,

$$\begin{aligned} c_{pa} [\dot{m}_{11} (T_o - T_{11}) + \dot{m}_{12} (T_o - T_{12})] + \dot{m}_{11} w_{11} (h_{So}^S + h_{S11}^S) \\ \dot{m}_{12} w_{12} (h_{So}^S - h_{S12}^S) = 0 \end{aligned} \quad (3.2.56)$$

A seguinte equação de estado, para entalpia do vapor d'água saturado,

$$h_S^S (\text{kJ/kg}) = 2501 + 1,805 T(^{\circ}\text{C}) \quad (3.2.57)$$

é introduzida na equação (3.2.56), fornecendo:

$$\begin{aligned} c_{pa} [\dot{m}_{11} (T_o - T_{11}) + \dot{m}_{12} (T_o - T_{12})] + \\ 1,805 [\dot{m}_{11} w_{11} (T_o - T_{11}) + \dot{m}_{12} w_{12} (T_o - T_{12})] = 0 \end{aligned} \quad (3.2.58)$$

Rearranjando a equação anterior obtém-se a temperatura do ar na saída da junção

$$T_o = \frac{\dot{m}_{11} (c_{p_a} + 1,805 w_{11}) T_{11} + \dot{m}_{12} (c_{p_a} + 1,805 w_{12}) T_{12}}{\dot{m}_{11} (c_{p_a} + 1,805 w_{11}) + \dot{m}_{12} (c_{p_a} + 1,805 w_{12})} \quad (3.2.59)$$

c) Umidade Absoluta

A umidade do ar na saída é dada pela expressão (3.2.55).

$$w_o = \frac{\dot{m}_{11} w_{11} + \dot{m}_{12} w_{12}}{\dot{m}_{11} + \dot{m}_{12}} \quad (3.2.60)$$

d) Pressões

De acordo com a equação (3.2.1), a variação de pressão entre a entrada e saída da junção será,

$$p_1 - p_o + \frac{\rho_f}{2} \frac{V_1^2 - V_o^2}{1000} = J_{1o} \quad (3.2.61)$$

Aplicando a equação (3.2.61) a cada um dos ramos da junção e considerando o trajeto do fluido desde a entrada até a saída, obtém-se as seguintes expressões,

$$p_{11} - p_o + \frac{\rho_f}{2} \frac{V_{11}^2 - V_o^2}{1000} = J_{11o} \quad (3.2.62)$$

$$p_{12} - p_o + \frac{\rho_f}{2} \frac{V_{12}^2 - V_o^2}{1000} = J_{12o} \quad (3.2.63)$$

A perda de carga pode ser dada por,

$$J_{1o} = \frac{k_{1o} \rho_f}{1000} \frac{V_o^2}{2} \quad (3.2.64)$$

sendo os coeficientes k_{1o} (dependentes da configuração) fornecidos pela ASHRAE [6].

O valor 1000, que aparece nas expressões acima, é um fator de correção de unidades.

Substituindo a expressão para perda de carga nas equações (3.2.62) e (3.2.63) e rearranjando para se obter as pressões nos ramos de entrada, obtém-se:

$$p_{11} = p_o + \frac{1}{1000} \left[\frac{\rho_f}{2} (1 + k_{1o}) V_o^2 - \frac{\rho_f}{2} V_{11}^2 \right] \quad (3.2.65)$$

$$p_{12} = p_o + \frac{1}{1000} \left[\frac{\rho_f}{2} (1 + k_{2o}) V_o^2 - \frac{\rho_f}{2} V_{12}^2 \right] \quad (3.2.66)$$

A velocidade em cada ramo pode ser calculada da equação (3.2.2),

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_f At} \quad (3.2.67)$$

Substituindo a velocidade nas equações (3.2.65) e (3.2.66) obtém-se a expressão para as pressões em função dos fluxos de massa que são quantidades conhecidas.

$$P_{11} = P_o + \frac{1}{1000} \left[(1 + k_{1o}) \frac{\dot{m}_o^2}{2\rho_f At_o^2} + \frac{\dot{m}_{11}^2}{2\rho_f At_{11}^2} \right] \quad (3.2.68)$$

$$P_{12} = P_o + \frac{1}{1000} \left[(1 + k_{2o}) \frac{\dot{m}_o^2}{2\rho_f At_o^2} + \frac{\dot{m}_{12}^2}{2\rho_f At_{12}^2} \right] \quad (3.2.69)$$

As variáveis e parâmetros fixos necessários à implementação deste modelo são mostrados em detalhes no Apêndice B, item B.3.

3.2.3 Processo de Bifurcação de Um Fluxo de Ar/Água

Assim como a junção de dois fluxos, a bifurcação é, com frequência, usada em instalações de condicionamento de ar. Como exemplos pode-se citar as bifurcações existentes nas redes de dutos de insuflamento de ar e as bifurcações encontradas nas redes de água gelada.

A Figura 3.9 apresenta alguns tipos de bifurcações possíveis de serem analisadas com o modelo a ser apresentado.

Através da equação da conservação da energia mecânica, calcula-se o fluxo de massa nos dois ramos de saída e a pressão no ramo de entrada. Portanto, deve-se fornecer as pressões nos ramos de saída e o fluxo de massa no ramo de entrada.

As temperaturas e as umidades absolutas nos ramos de saída não são calculadas por não apresentarem variações em relação às condições de entrada.

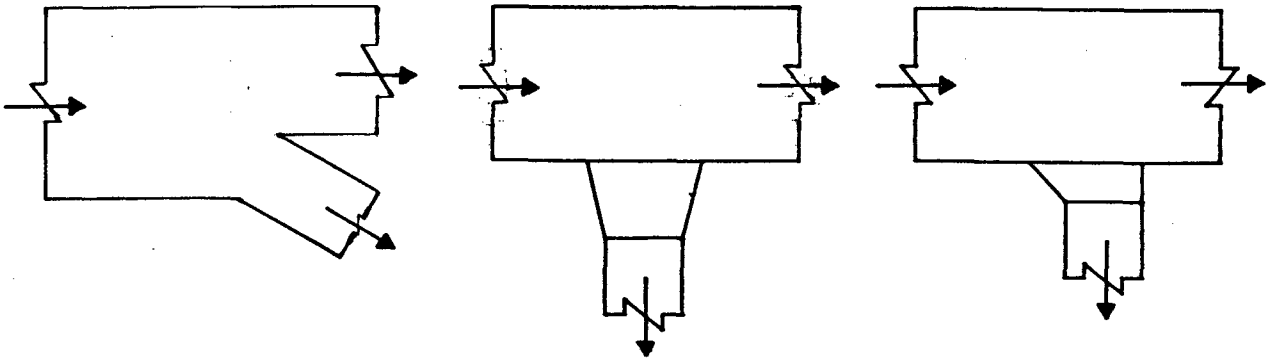


Figura 3.9 - Tipos de bifurcações que podem ser modeladas.

Modelação Matemática

a) Fluxo de Massa

De acordo com a equação da conservação da massa, o fluxo de massa no ramal de entrada é igual à soma dos fluxos de massa na saída. (Ver Figura 3.10)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{o1} + \dot{m}_{o2} \quad (3.2.70)$$

A equação da conservação da energia mecânica aplicada ao volume de controle da Figura 3.10, fornece,

$$P_1 - P_o + \frac{\rho_f}{2} \frac{V_1^2 - V_o^2}{1000} = J_{1o} \quad (3.2.71)$$

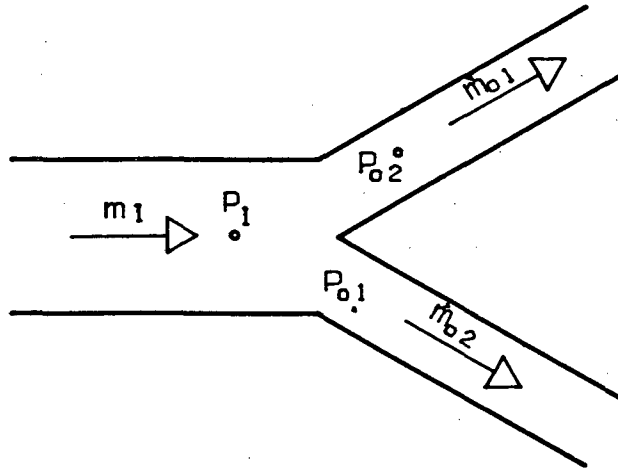


Figura 3.10 - Esquema de uma bifurcação.

Escrevendo a equação (3.2.71) para cada escoamento entre as posições de entrada e saída, obtém-se,

$$P_1 - P_{o1} + \frac{\rho_f}{2} \frac{V_1^2 - V_{o1}^2}{1000} = J_{11} \quad (3.2.72)$$

$$P_1 - P_{o2} + \frac{\rho_f}{2} \frac{V_1^2 - V_{o2}^2}{1000} = J_{12} \quad (3.2.73)$$

A perda de carga para este tipo de escoamento obedece à seguinte equação:

$$J_{1o} = \frac{k_{1o} \rho_f}{1000} \frac{V_1^2}{2} \quad (3.2.74)$$

sendo os coeficientes de perda de carga k_{1o} fornecidos pela ASHRAE [6].

Substituindo a equação (3.2.74) nas equações (3.2.72) e (3.2.73) e subtraindo a equação (3.2.74) da equação (3.2.73) fica-se com a seguinte expressão,

$$P_{o2} - P_{o1} + \frac{\rho_f}{2} \frac{1}{1000} [V_{o2}^2 - V_{o1}^2 - (k_{11} - k_{12}) V_1^2] = 0 \quad (3.2.75)$$

A substituição da velocidade pelo fluxo de massa ($V = \dot{m}/\rho At$) fornece,

$$\frac{1}{2\rho_f} \left[\left(\frac{\dot{m}_{o1}}{At_{o1}} \right)^2 - \left(\frac{\dot{m}_{o2}}{At_{o2}} \right)^2 + (k_{11} - k_{12}) \left(\frac{\dot{m}_1}{At_1} \right)^2 \right] + 1000(P_{o1} - P_{o2}) = 0 \quad (3.2.76)$$

Substituindo \dot{m}_{o2} , dado pela equação (3.2.1), na equação (3.2.76), obtém-se:

$$\left[\frac{At_{o2}^2 - At_{o1}^2}{At_{o1}^2} \right] \dot{m}_{o1}^2 + (2\dot{m}_1)\dot{m}_{o1} + \left[(k_{11} - k_{12}) \left(\frac{At_{o2}}{At_1} \right)^2 - 1 \right] \dot{m}_{11} + 2\rho_f At_{o2}^2 1000(P_{o1} - P_{o2}) = 0 \quad (3.2.77)$$

Convém observar que esta é uma equação do segundo grau, cuja incógnita é \dot{m}_{o1} .

A solução da equação (3.2.77), para valores de At_{o1} e At_{o2} diferentes entre si, será:

$$\dot{m}_{o1} = \frac{-h_2 \pm \sqrt{h_2^2 - 4h_1h_3}}{2h_1} \quad (3.2.78)$$

onde,
$$h_1 = \frac{At_{o2}^2 - At_{o1}^2}{At_{o1}^2}$$

$$h_2 = 2\dot{m}_1$$

$$h_3 = \left[(k_{11} - k_{12}) \left(\frac{At_{o2}}{At_1} \right)^2 - 1 \right] \dot{m}_1^2 + 2\rho_f At_{o2}^2 1000(P_{o1} - P_{o2})$$

Quando as áreas At_{o1} e At_{o2} forem iguais, a solução de (3.2.77) assume a seguinte forma:

$$\dot{m}_{o1} = -\frac{h_2}{h_3} \quad (3.2.79)$$

Para se obter \dot{m}_{o2} basta utilizar a equação da conservação da massa (3.2.70),

$$\dot{m}_{o2} = \dot{m}_1 - \dot{m}_{o1} \quad (3.2.80)$$

b) Pressão

Para se obter a pressão no ramal de entrada utiliza-se a equação (2.2.72) com as parcelas que envolvem velocidade expressas em termos de fluxo de massa,

$$P_1 = P_{o1} + \frac{1}{2\rho}(k_{11} - 1)\left(\frac{\dot{m}_1}{A t_1}\right)^2 + \frac{1}{2\rho}\left(\frac{\dot{m}_{o1}}{A t_{o1}}\right)^2 \quad (2.2.81)$$

As variáveis e os parâmetros fixos necessários à implantação deste modelo são mostrados, em detalhes, no Apêndice B, item B.4.

3.2.4 - Resistência ao Fluxo de Ar/Água

Este modelo matemático tem por objetivo representar a perda de carga em escoamentos de ar. proporcionada por trocadores de calor, filtros, resistências elétricas, etc, e em escoamentos de água proporcionada também por trocadores de calor, etc.

A perda de carga destes componentes está aqui representada, pois não possuem modelo matemático próprio.

Modelação Matemática

A perda de carga é dada pela equação a seguir,

$$\Delta p = K_p \dot{m}^a \quad (3.2.82)$$

cujos coeficientes K_p e a podem ser obtidos de curvas características de filtros, serpentinas, etc.

A equação (3.2.82) será apresentada nas duas formas a seguir,

$$P_1 = P_o + K_p \dot{m}^a \quad (3.2.83)$$

$$\dot{m} = \left(\frac{\Delta p}{K_p}\right)^{1/a} \quad (3.2.84)$$

A equação (3.2.83) possibilita o cálculo da pressão na saída do componente, enquanto a equação (3.2.84) o cálculo do fluxo de massa através do componente.

A escolha da equação (3.2.83) ou (3.2.84) é feita de acordo com a necessidade, por ocasião da montagem do sistema de equações.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implementação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.5.

3.3 - Controles

A condição de regime permanente é raramente encontrada num sistema de climatização e, em geral, a capacidade instalada excede a carga, a qual varia continuamente. Portanto, a condição desejada num espaço condicionado não permanecerá constante se a capacidade do equipamento de climatização não for controlada.

As principais funções de um sistema de controle de instalações de condicionamento de ar são: *i)* manter condições previamente especificadas no espaço ocupado; *ii)* permitir um funcionamento eficiente do equipamento e *iii)* evitar efeitos nocivos aos ocupantes, edificação e equipamentos.

Deve ser ressaltado que o sistema de controle sempre atua no sentido de reduzir a capacidade do sistema e nunca no sentido inverso. A vazão numa tubulação de ar pode, por exemplo, ser reduzida pelo fechamento de um registro, mas a atuação do registro nunca aumentará a vazão acima da nominal. Portanto, a capacidade máxima de um sistema de condicionamento de ar só será desenvolvida quando o sistema operar sem a ação do sistema de controle.

A Figura 3.11 mostra esquematicamente os principais componentes em um sistema de controle. Quando há mudanças na carga do sistema de condicionamento de ar, a variável controlada, que pode ser, por exemplo a temperatura, atua sobre o sensor na forma de um sinal (pressão, voltagem, etc.). Tal sinal é enviado ao controlador que o compara com o sinal correspondente à condição desejada. Se os valores destes sinais não forem coincidentes, o controlador envia um sinal ao atuador que aciona um dispositivo com o objetivo de alterar a capacidade do sistema de condicionamento de ar e, conseqüentemente, manter a temperatura no valor desejado. O tempo necessário para esta operação deve ser suficientemente curto, para evitar que novas mudanças na carga não ocorram dentro deste intervalo de tempo e a capacidade do sistema fique fora de fase com a carga, tornando o sistema instável.

A seguir são apresentados os seguintes elementos de controle: *i)* sensor (transdutor); *ii)* controlador de duas posições; *iii)* controlador PID; *iv)* relé inversor; *v)* registro/válvula de duas vias; *vi)* registro/válvula de três vias ; *vii)* relé seqüenciador e *viii)* relé seletor.

Em todos os casos, o atraso existente entre o sinal recebido pelo elemento de controle e o sinal emitido pelo mesmo é modelado por uma equação diferencial simples com uma única constante de tempo, segundo Clark [5],

$$\frac{dC_o}{dt} = \frac{C_i - C_o}{\tau} \quad (3.3.1)$$

Os sinais de entrada C_i e de saída C_o podem ser disponíveis na forma de tensão elétrica, pressão, etc, dependendo da natureza dos controles. No entanto,

neste trabalho, tais sinais são parametrizados, assumindo valores entre zero (inclusive) e um (inclusive).

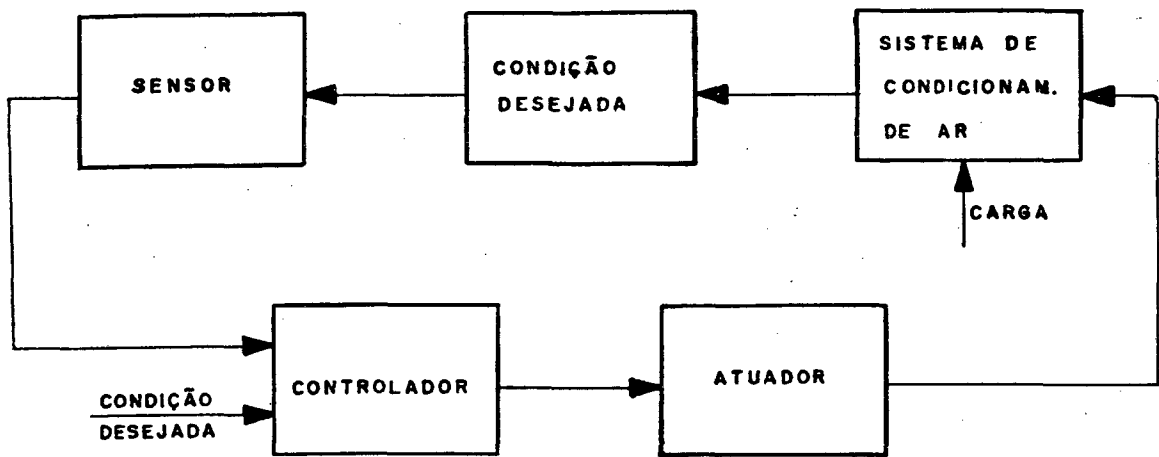


Figura 3.11 - Esquema básico de um sistema de controle.

O escoamento nos registros/válvulas está sujeito às seguintes hipóteses simplificativas:

- regime permanente;
- escoamento unidirecional uniforme;
- variação da energia potencial e cinética desprezível e
- escoamento incompressível,

assim sendo, a equação da energia mecânica assume a seguinte forma,

$$\Delta p = K \dot{m}^2 \quad (3.3.2)$$

ou seja, a perda de carga através do registro/válvula é diretamente proporcional ao quadrado do fluxo de massa. Isto significa que o registro/válvula é puramente um elemento de resistência ao escoamento.

3.3.1 - Sensor

Sensores são dispositivos, cuja finalidade é quantificar o valor de uma grandeza física. Esta avaliação é feita através de um sinal emitido pelo sensor, o qual é proporcional à grandeza sendo medida. Este sinal pode indicar uma variação de tensão elétrica, de deslocamento, de ângulo, etc. O sinal é posteriormente tratado e transformado na grandeza sendo medida através de um conversor.

Quando o objetivo é manter uma grandeza física, a qual varia constantemente no tempo, dentro de uma faixa de variação aceitável, o sinal percebido pelo sensor é

enviado a um controlador.

Os sensores de temperatura (termopar, termoresistores, termostato, etc.), de pressão (pressostato) e de umidade relativa (umidostato) são alguns dos tipos de sensores usados em sistemas de condicionamento de ar.

Considera-se, neste trabalho, que a relação funcional entre a grandeza sendo medida e o sinal proveniente do transdutor será sempre linear.

Modelação Matemática

Temperatura, pressão e umidade absoluta ou relativa são possíveis variáveis de entrada (grandezas a serem medidas) neste modelo. Todas mantêm a seguinte relação funcional com o sinal do sensor,

$$C_G = \frac{G - G_{min}}{G_{max} - G_{min}} \quad (3.3.3)$$

onde,

C_G - sinal relacionado à grandeza sendo medida

G - grandeza sendo medida

G_{min} - valor mínimo possível a ser medido

G_{max} - valor máximo possível a ser medido

O comportamento dinâmico do sensor é dado pela equação (3.3.1),

$$\frac{dC_t}{dt} \frac{C_G - C_t}{\tau_t} \quad (3.3.4)$$

a qual proporciona um atraso entre a grandeza sendo medida e o sinal detectado pelo sensor. Este atraso é causado pela inércia térmica do sensor.

A equação anterior deve ser resolvida para se obter o valor de C_t .

No caso do sensor de temperatura, a constante de tempo pode ser obtida através do seguinte procedimento:

Considere um sensor de temperatura exposto a uma corrente de fluido, como mostrado esquematicamente na Figura 3.12. O sensor possui capacidade térmica $M_t c_t$, área externa exposta ao fluido A e uma temperatura T_t , enquanto o fluido encontra-se a uma temperatura T_f .

Fazendo um balanço de energia no sensor e considerando a temperatura e propriedades do ar e do material do sensor como constantes, tem-se,

$$H_{ft} A_t (T_f - T_t) = M_t c_t \frac{dT_t}{dt} \quad (3.3.5)$$

onde, H_{ft} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e

o sensor. Rearranjando,

$$\frac{dT_t}{dt} = \frac{(T_f - T_t)}{(M_t c_t / H_{ft} A_t)} \quad (3.3.6)$$

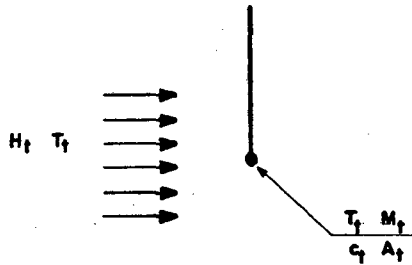


Figura 3.12 - Esquema de um sensor de temperatura exposto a uma corrente de fluido.

Como a relação funcional entre o sinal do sensor e a grandeza sendo medida é linear, pode-se escrever,

$$\frac{dC_t}{dt} = \frac{C_f - C_t}{(M_t c_t / H_{ft} A_t)} \quad (3.3.7)$$

onde, $C_f = \frac{T_f - T_{fmin}}{T_{fmax} - T_{fmin}}$

$$C_t = \frac{T_t - T_{fmin}}{T_{fmax} - T_{fmin}}$$

Comparando a equação (3.3.7) com a equação (3.3.4) conclui-se que

$$\tau_t = \frac{M_t c_t}{H_{ft} A_t} \quad (3.3.8)$$

O efeito da constante de tempo entre o sinal relacionado com a grandeza sendo medida e o sinal efetivamente detectado pelo sensor pode ser visto nas Figuras 3.13 e 3.14.

A constante de tempo da Figura 3.13 representa um termopar com propriedades do cobre exposto a um escoamento de água. A constante de tempo é muito pequena quando comparada com a ordem de grandeza da escala de tempo. Como se vê, nenhuma diferença entre o sinal relativo à grandeza sendo medida e o sinal detectado pelo sensor é percebida.

Na Figura 3.13 a constante de tempo é de um sensor de temperatura tipo PT100 exposto a uma corrente de ar. Neste caso um atraso entre o sinal relativo à grandeza sendo medida e o sinal detectado pode ser percebido. Este atraso está caracterizado por uma diferença de fase entre os sinais e uma amplitude menor do sinal

detectado.

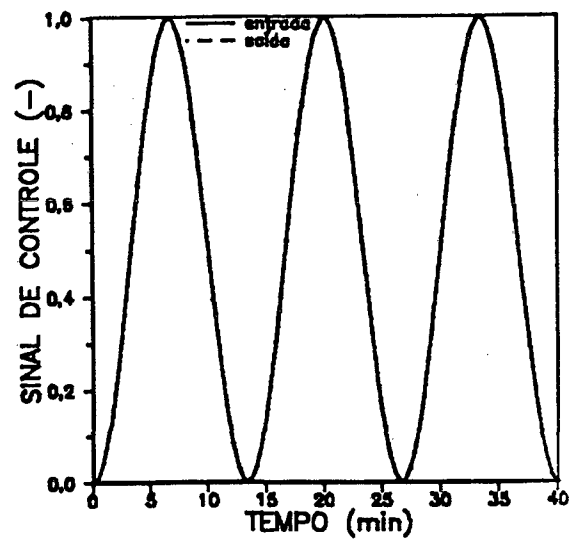


Figura 3.13 - Comportamento do sinal detectado pelo sensor quando sujeito a um sinal senoidal. Constante de tempo $\tau_t = 1,1756 \times 10^{-4}$ s.

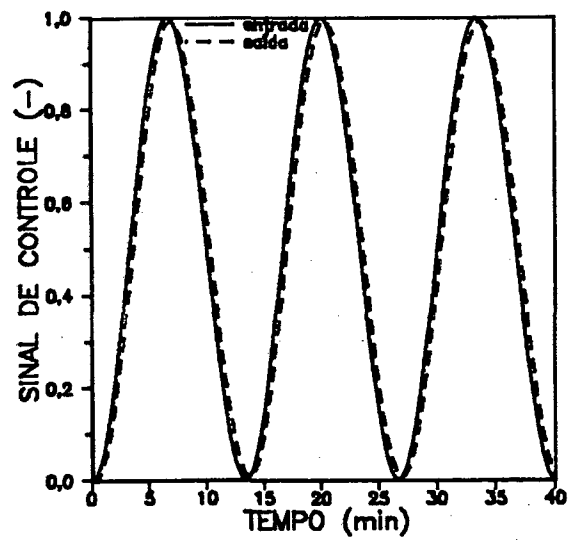


Figura 3.14 - Comportamento do sinal detectado pelo sensor quando sujeito a um sinal senoidal. Constante de tempo $\tau_t = 20$ s.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.6.

3.3.2 - Controlador de Duas Posições ("ON-OFF")

Devido à simplicidade e baixo custo, o controlador de duas posições é um dos mais utilizados na indústria de refrigeração e condicionamento de ar. Este controlador proporciona apenas duas posições ao elemento final de controle, ou seja, aberto ou fechado, ligado ou desligado. Portanto, utiliza 100% da capacidade total do sistema ou opera com o sistema desligado. Se em média 50% da capacidade total é requerida, o sistema funcionará 50% do tempo ligado e 50% do tempo desligado.

Um exemplo de controlador de duas posições é o termostato bimetálico. A Figura 3.15 mostra, em detalhe, os componentes básicos deste tipo de termostato. Uma de suas extremidades é fixa e a outra move-se com as mudanças na temperatura. O bimetálico é constituído por dois metais diferentes, um dos quais possui baixo coeficiente de dilatação. Na Figura 3.15 o metal com baixo coeficiente de dilatação é indicado pela cor escura. A porção clara é o metal com maior coeficiente de dilatação térmica. Os metais são unidos de tal forma que ocorrendo um aumento de temperatura, o metal com maior coeficiente de dilatação expandirá mais que o outro fazendo com que o bimetálico se afaste do contato. Por outro lado quando a temperatura diminui o bimetálico se aproxima do contato elétrico pelo fato do metal de maior coeficiente de dilatação se contrair a uma taxa maior que o outro.

Na Figura 3.15 aparece também representado um ímã permanente. Seu objetivo é gerar uma força magnética capaz de unir os contatos mais rapidamente, evitando uma curvatura acentuada do elemento bimetálico.

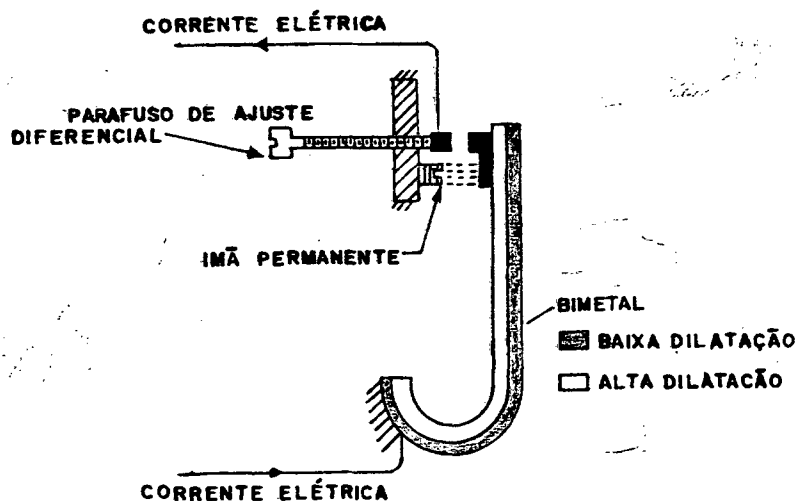


Figura 3.15 - Esquema de um termostato bimetálico.

O ajuste diferencial, normalmente denominado "gap" diferencial, é, segundo Lajoy [11], uma pequena faixa de valores através do qual a variável de controle deve

passar com o propósito de mover o elemento final de controle para uma das posições extremas. No caso do termostato, o "gap" diferencial é a faixa de temperatura necessária para fazer com que o contato se abra ou se feche. Se o parafuso de ajuste diferencial for movido na direção do contato com o bimetálico, o "gap" diferencial ficará menor. O contato agora será feito mais afastado do ímã permanente e portanto, numa zona de fraca atuação do campo magnético. Isto permitirá que os contatos elétricos abram e fechem para uma pequena mudança na temperatura. Se, no entanto, o parafuso for movido no sentido de afastar-se do bimetálico, o inverso ocorrerá.

A performance do controle de duas posições pode ser ilustrada por gráficos que mostram a temperatura do ar numa sala e o movimento de uma válvula de controle da vazão de água através de uma serpentina de água gelada. Se o "gap" diferencial do termostato for ajustado para zero, o comportamento da temperatura do ar controlada terá a forma da Figura 3.16. Devido aos atrasos no sistema, quando a válvula move-se de uma posição à outra, a temperatura não varia imediatamente. Quando a temperatura alcança o ponto C, indicado na Figura 3.16, a válvula abre e permanece aberta até que o ponto O seja alcançado, ocasião na qual a válvula fecha novamente. A temperatura alcança valores acima e abaixo do valor de "set point" devido aos atrasos de transferência. Se não houvesse atraso no sistema, a temperatura controlada se aproximaria de uma linha reta e a frequência de oscilação da válvula seria extremamente alta.

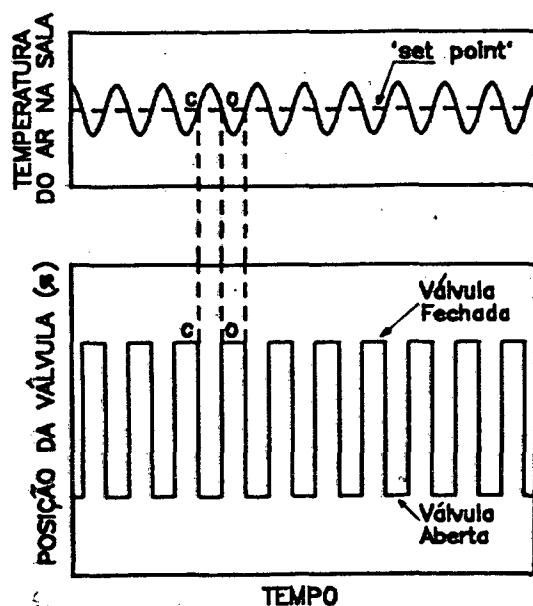


Figura 3.16 - Relação entre a temperatura do ar e posição da válvula para um controlador de duas posições sem "gap" diferencial.

um "gap" diferencial é proporcionado no termostato, é indicado na Figura 3.17. Iniciando à esquerda do ponto C, na Figura 3.17, verifica-se que a temperatura está aumentando, pois a válvula está fechada. Alcançado o ponto C, o qual é o maior valor do "gap" diferencial, o contato do bimetálico se abre e a válvula também se abre. A temperatura continua aumentando simplesmente porque a serpentina ainda não resfriou o suficiente para retirar o calor necessário e baixar a temperatura. Assim que a serpentina resfria, a temperatura diminui e em seguida alcança o ponto O, o qual é o menor valor do "gap" diferencial, onde a válvula se fecha não permitindo que água flua pela serpentina. Normalmente, devido ao atraso de transferência, a temperatura se reduz mais do que o valor no ponto O, pois a serpentina continua fria, retirando calor.

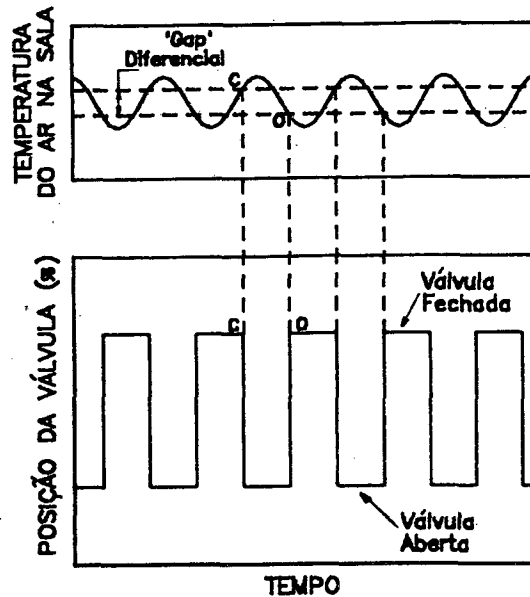


Figura 3.17 - Relação entre a temperatura e a posição da válvula para um controlador de duas posições com "gap" diferencial.

A seguir é apresentado o modelo matemático levando em consideração o "gap" diferencial.

Modelo Matemático

Uma representação esquemática do controlador de duas posições é mostrada na Figura 3.18.

Na Figura 3.18, os parâmetros C_o , C_{set} , C_1 e ΔG , representam respectivamente, a variável de controle de saída, o valor de "set point", o sinal proveniente do elemento sensor e o "gap" diferencial.

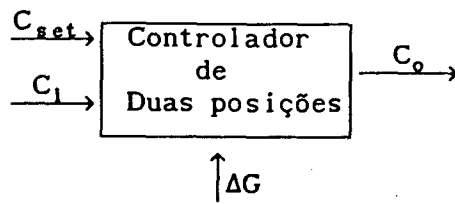


Figura 3.18 - Representação esquemática de um controlador de duas posições

A variável de controle de saída assumirá os valores "0" ou "1", quando atender a uma das seguintes condições:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{se } C_1 < C_{\text{set}} - \Delta G/2 & \text{então } C_o = 1 \\ \text{ou} & \\ \text{se } C_1 > C_{\text{set}} + \Delta G/2 & \text{então } C_o = 0 \end{array} \right\} \quad (3.3.9)$$

Caso contrário, não haverá alteração até que um dos critérios seja atendido (ver Figura 3.19).

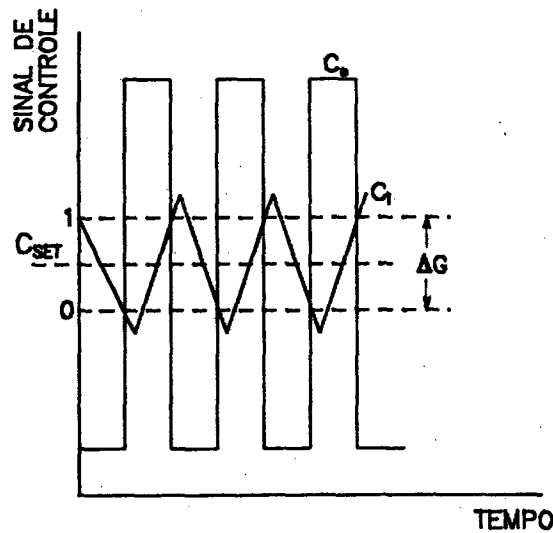


Figura 3.19 - Representação gráfica das variáveis de entrada e saída do controlador de duas posições

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implementação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.7.

3.3.3 - Controlador Proporcional Integral Derivativo (PID)

Muitas vezes a intenção de manter uma variável em um valor aproximadamente constante, não permite o uso do controlador de duas posições que, como já visto, produz oscilações indesejáveis na variável controlada, devido a sua ação discreta. Ao contrário do controlador de duas posições, o controlador PID, através de suas ações proporcional, integral e derivativa, procura manter um balanço contínuo entre a energia que sai e a que entra no sistema, proporcionando assim, maior constância na variável controlada.

Os controladores PID podem ser mecânicos ou eletrônicos. No entanto, os mecânicos estão se tornando obsoletos, devido a dificuldades construtivas e altos custos de manutenção.

A seguir, descrevem-se individualmente as ações proporcional, integral e derivativa.

Ação Proporcional

A ação proporcional é aquela que mantém uma relação linear entre o valor da variável controlada e a posição do elemento final de controle [11].

Para ilustrar a ação proporcional mostra-se, na Figura 3.20, um controlador proporcional de nível de líquido.

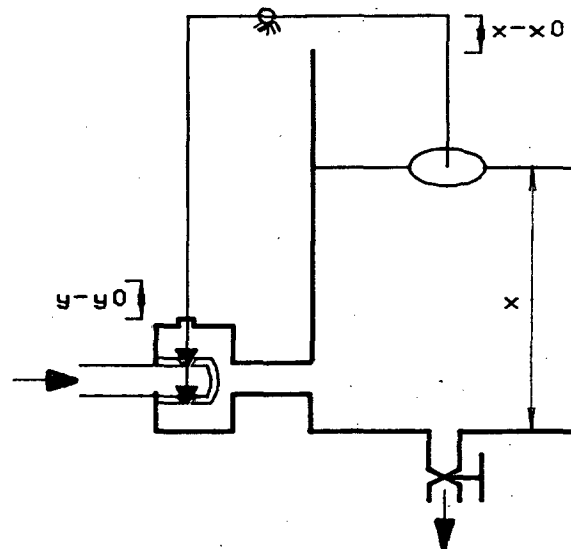


Figura 3.20 - Representação esquemática de um controlador proporcional de nível de líquido.

O objetivo neste processo é manter o nível, x , em um valor constante. A vazão de líquido pela saída, no fundo do reservatório, pode sofrer variações de acordo com a demanda de fluido na planta principal. O controle de vazão de líquido pela válvula

de controle é efetuado pela movimentação da bóia. Dentro da pequena distância que a válvula se move, uma relação linear é mantida entre o desvio na posição da válvula e o desvio medido.

O comportamento ideal (sem atraso no processo) do controle proporcional a malha aberta (sem realimentação), sujeito a perturbações tipo degrau e tipo senoidal é ilustrado respectivamente nas Figuras 3.21 e 3.22.

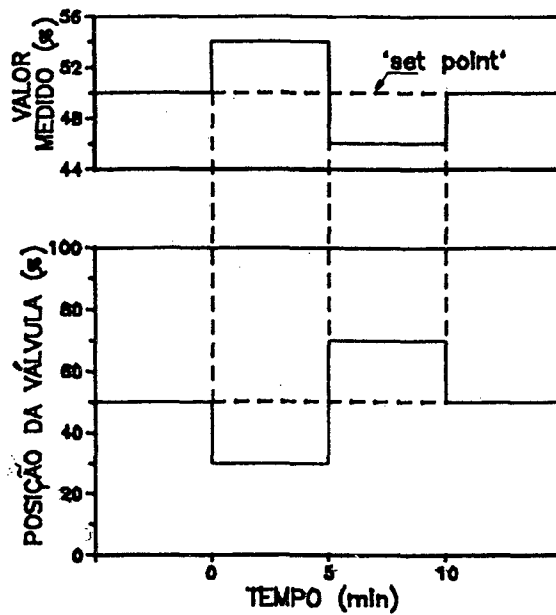


Figura 3.21 - Controle proporcional sujeito a uma perturbação tipo degrau.

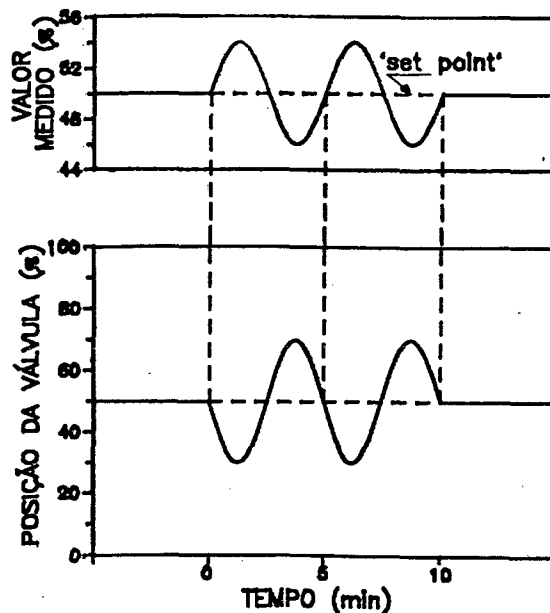


Figura 3.22 - Controle proporcional sujeito a uma perturbação senoidal.

A Figura 3.22 mostra claramente o ângulo de fase existente entre o valor medido e a posição do elemento final de controle. A defasagem é de exactamente 180° pois não existe atraso no controle. Esta diferença de fase é necessária porque quando a medida aumenta, o controlador deve agir no sentido de corrigi-la, o que significa que o fluxo de energia para o processo deve diminuir.

Até agora nenhuma menção foi feita aos atrasos que podem ocorrer no sistema de controle. Armazenamento de energia térmica em trocadores de calor e paredes de edificações, atrasos de transporte ao longo de dutos e atraso no transporte de sinais através dos controles são alguns tipos de atrasos que podem ocorrer num sistema de controle de instalações de condicionamento de ar. Com o objetivo de exemplificar o efeito que tais atrasos provocam num sistema de controle, somente com ação proporcional, considerar-se-á unicamente um atraso de transporte numa canalização.

Na Figura 3.23 mostra-se o controle da temperatura da água, em um ponto da canalização afastado 6m da câmara de mistura. A água é aquecida pela injeção de vapor d'água, diretamente na câmara de mistura. O atraso que ocorre no processo de mistura dentro da câmara, e qualquer outro tipo de atraso que possa ocorrer é desprezado, exceto o atraso de transporte. O sensor de temperatura, localizado no tubo a 6 metros da câmara de mistura, envia o sinal medido ao controlador. Se a velocidade da água na canalização de saída é 3m/min, qualquer alteração na temperatura da água na câmara somente será percebida pelo sensor 2 minutos mais tarde. Como qualquer outro tipo de atraso no sistema não foi considerado, o atraso total do sistema é o próprio atraso de transporte de 2 minutos.

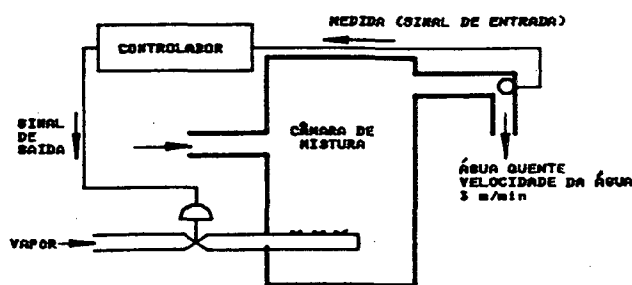


Figura 3.23 - Processo de aquecimento de água considerando somente atraso de transporte.

Considere agora a Figura 3.24, a qual é a resposta à perturbação tipo degrau sobre a temperatura da água na câmara de mistura. Admite-se ainda o seguinte:

- temperatura inicial na câmara = 40°C ("set point");
- posição inicial da válvula = 60% aberta;
- constante de proporcionalidade entre o desvio na posição da válvula e o

desvio na temperatura da câmara = $2,5\%/^{\circ}\text{C}$ (ganho proporcional);

- mudança na temperatura devida ao desvio na válvula = $0,2^{\circ}\text{C}/\%$;

- atraso de transporte = 2 minutos e

- perturbação tipo degrau com uma magnitude que provocaria um aumento de 4°C na temperatura da água na câmara, na ausência de controle.

Sob condições normais, a temperatura de "set point" medida é 40°C , e a posição da válvula nesta situação é 60%. A escala de tempo da Figura 3.24 inicia no instante em que a perturbação ocorre. Tal perturbação tem uma magnitude que produz um aumento de temperatura de 4°C , na ausência de qualquer controle. Como nenhum atraso foi admitido no processo de mistura, a temperatura na câmara aumenta instantaneamente para 44°C após a perturbação. A válvula de controle não se moveu ainda porque somente receberá um sinal desta variação de temperatura 2 minutos após.

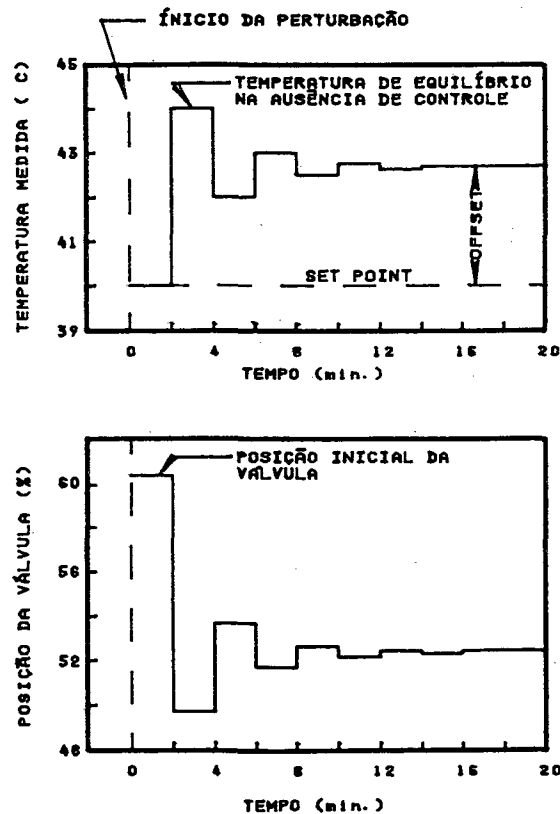


Figura 3.24 - Temperatura medida e posição da válvula do sistema descrito na Figura 3.23 após uma perturbação tipo degrau.

Após decorridos 2 minutos, o dispositivo de medição recebe o sinal da mudança na temperatura, e o transmite ao controlador, o qual aplica instantaneamente uma ação corretiva na válvula. Com um ganho proporcional de $2,5\%/^{\circ}\text{C}$ e um desvio de 4°C na temperatura, o novo valor da posição da válvula passa a ser de 50% (ver Figura 3.24). Esta variação de 10%, na posição da válvula, reduz a temperatura na câmara

de mistura para 42°C, pois a temperatura na câmara varia 0,2°C a cada 1% de variação na posição da válvula. O efeito desta nova temperatura será novamente percebido pelo elemento sensor após outros 2 minutos. Conseqüentemente, após 4 minutos o controlador proporcional receberá um novo sinal e moverá a válvula para a posição de 55%. Dois minutos mais tarde, o elemento sensor percebe o efeito desta nova posição e informa a temperatura de 43°C ao controlador. Este processo ocorre até que o equilíbrio seja alcançado. A Figura 3.24 mostra ainda que a temperatura sendo controlada não retorna ao valor de "set point". O controle proporcional só age quando há um desvio entre dois valores medidos subseqüentemente. Cessado este desvio, a ação do controlador se encerra.

A diferença entre o valor medido e o valor de "set point" é comumente denominado "offset" e isto é uma característica inerente ao controle proporcional.

Para altos ganhos proporcionais, onde o controlador produz uma ação corretiva comparativamente grande para uma pequena variação na variável controlada, a magnitude do "offset" é pequena. Para baixos ganhos proporcionais a ação corretiva é pequena, e portanto o "offset" é grande. A magnitude do "offset" é dependente também da magnitude da perturbação. Grandes perturbações produzem grandes "offset".

Um controlador somente com ação proporcional pode, as vezes, ser usado num sistema de controle, dependendo de fatores, tais como: i) magnitude da variação da carga; ii) maior ganho proporcional que pode ser usado sem que ocorra oscilações e iii) desvio permissível da variável controlada em relação ao valor desejado.

Ação Integral

A ação proporcional resulta em um "offset" da variável controlada sempre que ocorrem mudanças na carga do processo. Isto é indesejável e a ação indicada a combater o "offset" é conhecida como ação integral. A ação integral é definida como a ação controladora na qual há uma contínua relação linear entre o valor da variável controlada e a taxa de movimento do elemento final de controle [11].

O controle de nível de líquido, mostrado na Figura 3.20 é agora efetuado através de um controlador com ação integral (ver Figura 3.25). A ação integral é realizada por um mecanismo de controle hidráulico. A válvula de controle, localizada no cano de alimentação, é posicionada por um pistão mestre. Uma válvula de 4 vias recebe o sinal medido da bóia e regula o fluxo de óleo para o cilindro mestre. Se o nível sobe acima do "set point", x_0 , o pistão piloto move-se para cima. Isto abre a porta 2 de tal forma que o óleo, proveniente da bomba hidráulica, pode fluir para a parte superior do cilindro mestre. Ao mesmo tempo a porta 1 também se abre e óleo escoia pela abertura inferior do cilindro mestre, fazendo com que o pistão mestre se mova para baixo, fechando a válvula de controle, corrigindo o aumento de nível. Des-

de que a bóia esteja fora de sua posição de "set point", x_0 , a porta 2 permanece aberta e óleo continua fluindo para o cilindro mestre. Portanto, a válvula se move desde que haja um desvio na medida. A taxa com a qual a válvula se move é dependente da área de abertura da porta 2. Esta, por sua vez, é dependente da magnitude do desvio medido. Desta forma, a definição de ação integral é satisfeita.

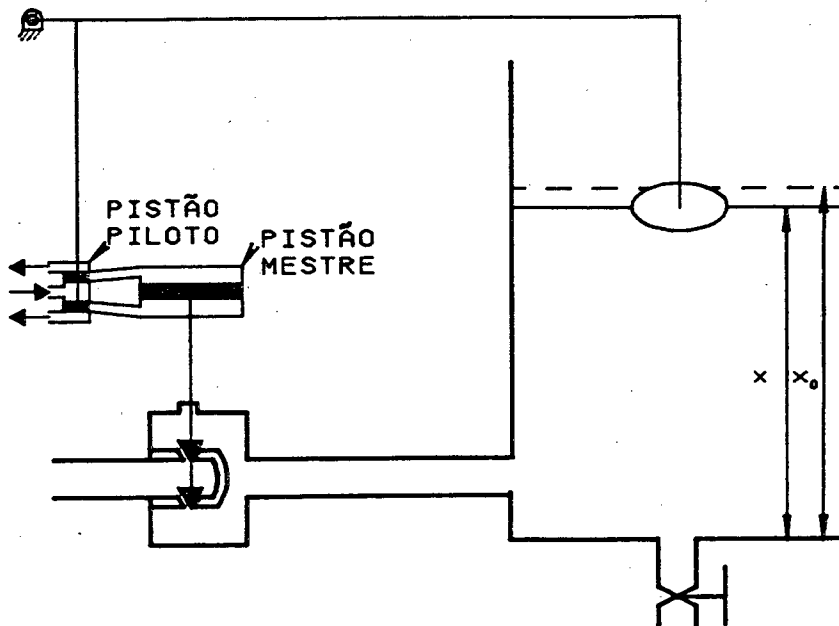


Figura 3.25 - Processo de controle de nível de líquido sob ação integral.

Se o nível se situa abaixo do "set point", o pistão piloto se move para baixo, o qual abre a porta 1 permitindo a entrada de óleo a alta pressão na parte inferior do pistão mestre. O movimento ascendente do pistão mestre levanta a válvula, permitindo que o nível de líquido suba.

Através da observação da Figura 3.25, constata-se que o "offset" não pode existir sob a ação do controle integral. O controlador não permite a existência de um desvio, pois a única posição da bóia a qual não há ação do pistão mestre é a posição de "set point". Neste ponto as portas 1 e 2 estão fechadas e a válvula em repouso.

As Figuras 3.26 e 3.27 mostram o comportamento do controle integral, sem realimentação, sujeito, respectivamente, a perturbações tipo degrau e senoidal. O atraso que pode ocorrer no processo não é previsto.

A comparação entre o valor medido e a posição do elemento final de controle mostra que a ação integral possui uma característica que confere um certo atraso ao controle, no caso representado por um ângulo de fase de 90° . O máximo desvio no elemento final de controle ocorrerá, neste caso, 90° mais tarde do que o máximo desvio

medido. Esta diferença de fase faz com que o sistema de controle seja menos estável.

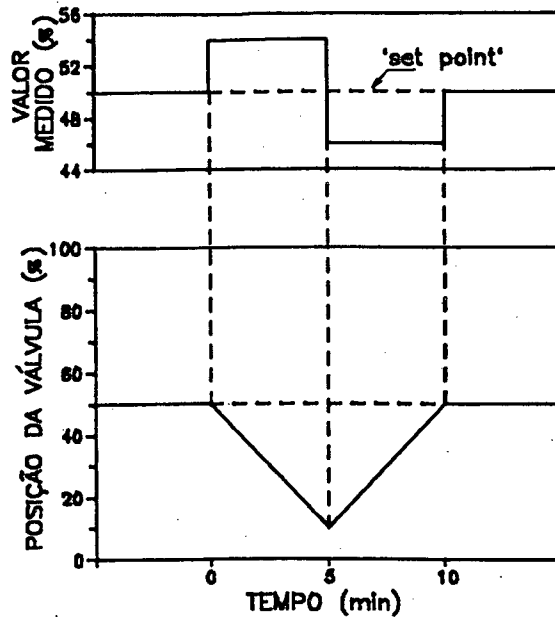


Figura 3.26 - Ação do controle integral sujeito a uma perturbação tipo degrau.

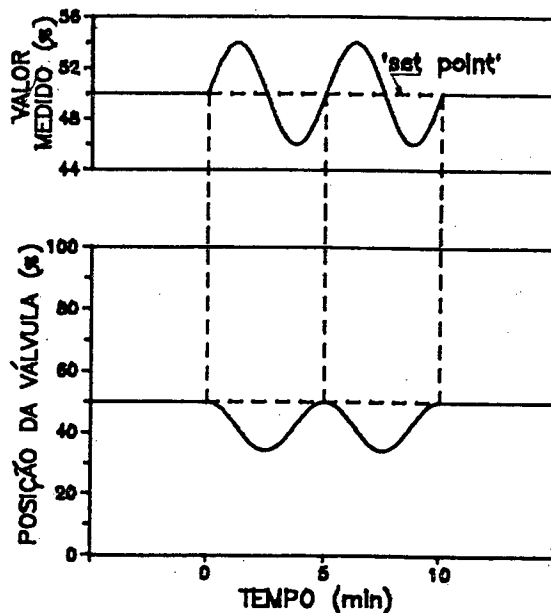


Figura 3.27 - Ação do controle integral sujeito a uma perturbação senoidal.

O controle integral deve ser usado quando desvios constantes ("offset") não podem ser tolerados e onde o processo está sujeito a apreciáveis variações na carga. Se o processo possuir um grande atraso, um pequeno ganho integral deve ser usado para que o sistema não se torne instável, já que a própria ação integral introduz um

ângulo de fase no circuito.

Ação Derivativa

A ação derivativa é definida como a ação controladora, usada conjuntamente com o modo proporcional, na qual há uma contínua relação linear entre a taxa de variação da variável controlada e a posição do elemento final de controle [11]. A utilização desta ação, isoladamente, não é indicada devido a sua inabilidade de reconhecer um desvio em regime permanente. O controle derivativo percebe a magnitude de uma mudança de carga em um processo e institui uma ação corretiva relacionada à magnitude desta variação. Sua ação é similar à tarefa de um operador humano, que percebendo um rápido aumento do nível de líquido de um reservatório, fecha rapidamente a válvula de alimentação de líquido para evitar que o nível alcance limites excessivos.

Apesar de ter sido antecipado que a ação derivativa não é usada de maneira isolada num processo como um método de controle, é interessante analisar um exemplo de utilização deste modo de controle. Novamente o processo de controle de nível de líquido é usado; em razão de sua simplicidade, e da possibilidade de improvisar um dispositivo que satisfaça à definição da ação derivativa. A ação derivativa, mostrada na Figura 3.28, é realizada por um pistão que se move dentro de um cilindro preenchido com um fluido, óleo por exemplo. O cilindro é sustentado por duas molas opostas com característica linear. O movimento do pistão sofre a ação da viscosidade do fluido a qual impõe uma resistência ao movimento que é proporcional à velocidade. Se o nível sobe a uma determinada taxa de variação, o pistão se move numa certa velocidade proporcional a esta taxa.

Esta força produz assim, um desvio correspondente na posição da válvula. O deslocamento imposto à válvula é proporcional à velocidade do pistão. Se a bóia para em qualquer posição, fora da posição de "set point", o pistão também para e as molas fazem o cilindro e, conseqüentemente a válvula, retornarem à sua posição original. Não é possível com este dispositivo de controle manter a válvula em qualquer outra posição que não seja a original, quando não há variações no nível de líquido do reservatório (regime permanente). Desta ilustração verifica-se que a ação derivativa é uma ação transiente. Sua ação corretiva somente é provida quando o sinal medido está variando, mas esta ação se encerra toda vez que uma variável controlada alcança um valor constante.

As Figuras 3.29 e 3.30 mostram respectivamente 2 tipos de perturbação na variável controlada e a correspondente posição do elemento final de controle, num processo de malha aberta (sem realimentação), e sujeito somente à ação derivativa.

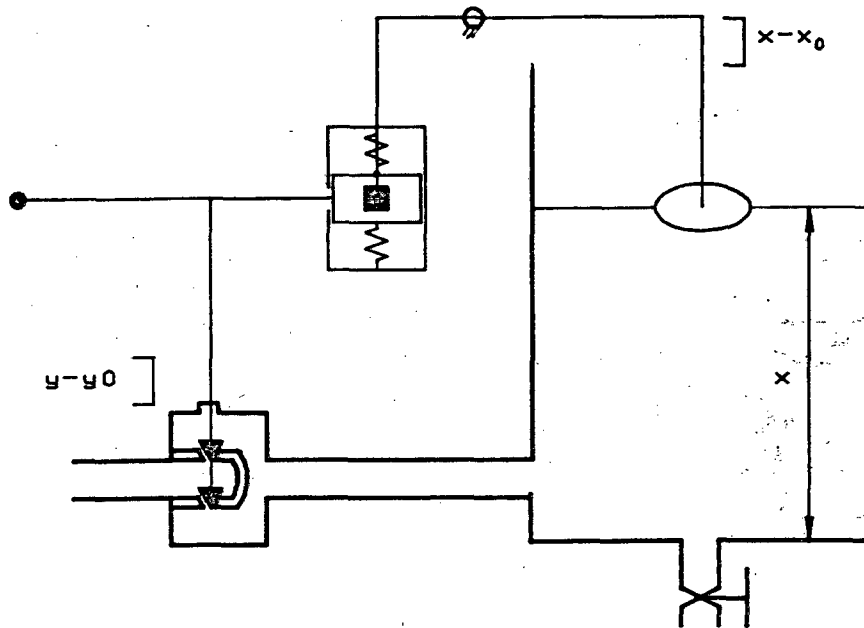


Figura 3.28 - Controle do nível de líquido através de uma ação derivativa.

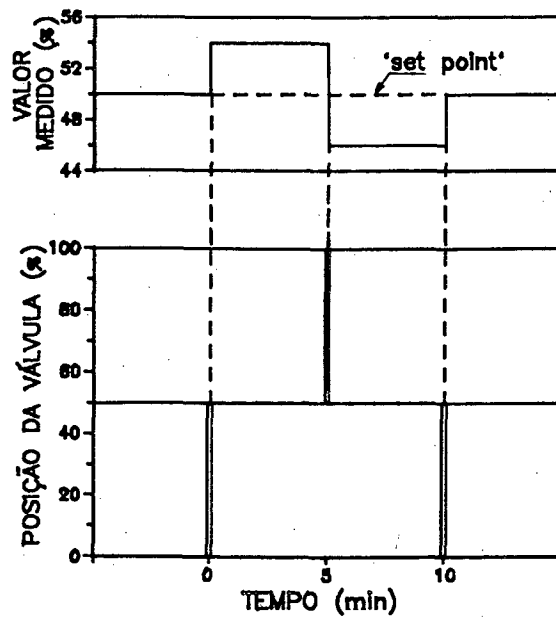


Figura 3.29 - Ação do controle derivativo sujeito a uma perturbação tipo degrau.

Na Figura 3.30, onde a perturbação é senoidal, verifica-se que no instante zero a posição do elemento final de controle alcança seu valor máximo, enquanto a perturbação somente alcançará seu valor máximo 1/4 de ciclo mais tarde. Conclui-se assim que a saída está 90° adiantada em relação à entrada.

Sabendo que a ação integral origina um atraso de 90° , o efeito de avanço do controle derivativo pode ser compensado pelo efeito de atraso do controle integral. Quando estes controles são combinados consegue-se então um bom controlador. A ação integral e derivativa quando combinadas à ação proporcional continua produzindo um bom controlador, pois o atraso de 180° do controle proporcional é um atraso desejável.

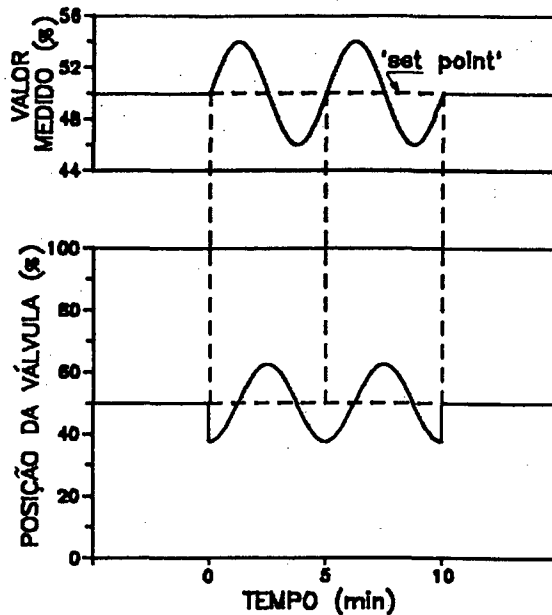


Figura 3.30 - Ação do controle derivativo sujeito a uma perturbação senoidal

As ações proporcional integral e derivativa podem então ser combinadas para se tirar proveito da característica estável do controle proporcional, da capacidade de evitar "offset" do controle integral e da capacidade antecipativa do controle derivativo que evita grandes variações na variável controlada quando a carga varia rapidamente. A Figura 3.31 ilustra a performance dos 3 modos de controle, quando há uma súbita variação na carga [12]

A escolha do modo de controle ou combinação de modos (P, PI, PD ou PID) estará associado à variação aceitável da variável controlada em relação ao "set point" e o custo do controlador.

A seguir apresenta-se o modelo matemático do controlador PID analógico (ação contínua).

Modelação Matemática

O erro do controlador PID é definido como:

$$E_r = C_{\text{set}} - C_1 \quad (3.3.10)$$

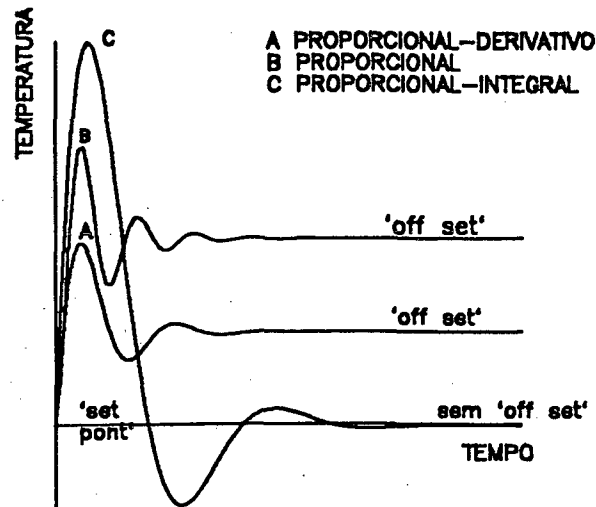


Figura 3.31 - Performance temporal dos diferentes modos de controle, quando a carga varia rapidamente.

Obedecendo às definições, a parcela proporcional do sinal de saída será,

$$C_p = B_p E_r \quad (3.3.11)$$

a integral

$$C_I = B_I \int E_r dt \quad (3.3.12)$$

e a derivativa

$$C_D = B_D \frac{dE_r}{dt} \quad (3.3.13)$$

onde, B_p , B_I e B_D são, respectivamente, ganhos proporcional, integral e derivativo.

Somando as parcelas proporcional, integral e derivativa obtém-se o sinal de saída do controlador PID em regime permanente,

$$C_o^s = C_p + C_I + C_D \quad (3.3.14)$$

O comportamento dinâmico do controlador será modelado pela equação (3.3.1),

$$\frac{dC_o}{dt} = \frac{C_o^s - C_o}{\tau_c} \quad (3.3.15)$$

a qual prevê um atraso do sinal efetivo de saída do controlador em relação ao

fictício regime permanente. Esta equação diferencial quando resolvida proporciona a obtenção de C_0 .

Se houver interesse em modelar um controlador proporcional, P, ou proporcional-integral, PI, ou ainda proporcional-derivativo, PD, deve-se tornar nulos os ganhos, referentes as parcelas que não são de interesse. Assim sendo, para o controlador P os ganhos B_I e B_D devem ser iguais a zero.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.8.

3.3.4 - Relé Inversor

Normalmente este inversor aparece conjuntamente com o controlador. Recebendo um sinal de controle entre 0(zero) e 1(um) do controlador, sua saída será 1(um) menos o sinal do controlador.

A inversão faz-se necessária quando o aumento do sinal do controlador implica numa redução da variável de controle. Por exemplo, se a temperatura de um ambiente climatizado (variável controlada) diminui, assumindo um valor abaixo do "set point" (valor no qual se quer manter a variável controlada) o erro ("set point" - variável controlada) aumentará. No entanto, a vazão de água na serpentina de água gelada deve ser reduzida (fechando a válvula de controle) para que o erro diminua. Desta forma, o erro e a vazão têm sinais invertidos; enquanto um aumenta o outro deve ser reduzido (ver Figura 3.32).

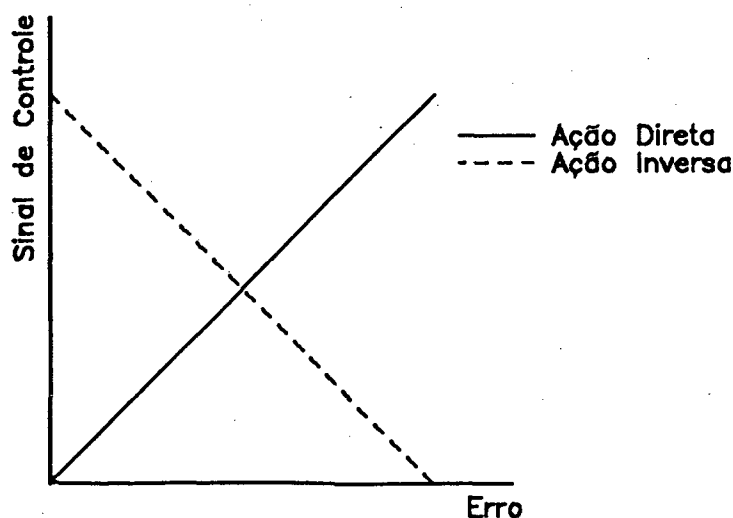


Figura 3.32 - Exemplo do sinal de controle proporcional ao erro com ação direta e ação inversa.

Modelação Matemática

A equação que descreve este modelo é simplesmente,

$$C_o = 1 - C_i \quad (3.3.16)$$

onde, C_i é o sinal proveniente do controlador e C_o é o sinal produzido pelo relé.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.9.

3.3.5 - Registro ou Válvula de 2 Vias com Atuador

O registro ou válvula, considerado essencialmente um elemento de resistência ao escoamento, tem por finalidade controlar o fluxo de massa numa rede de distribuição ar/água.

Os registros são constituídos de placas de metal articuladas e normalmente são instalados nas linhas de tomada de ar externo, do ar de recirculação e nos dutos de exaustão, como mostrado esquematicamente na Figura 3.33.

A válvula de duas vias tem sua aplicação no controle da vazão de água de uma serpentina de resfriamento, como mostra o esquema da Figura 3.34.

O objetivo deste modelo é prever a queda de pressão através do registro/válvula, em função do fluxo de massa e da posição do registro/válvula.

O modelo prevê ainda a existência de um atuador, cujo objetivo é movimentar os registros/válvulas. Os atuadores podem ser manuais, mecânicos (pneumáticos), elétricos (servomotores, etc).

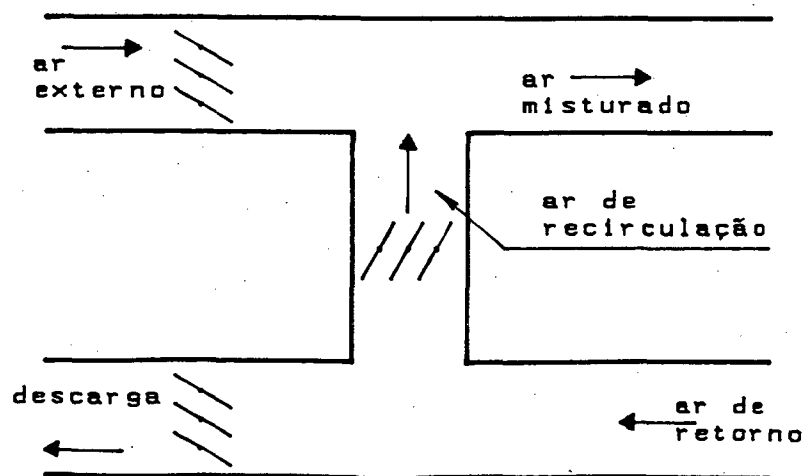


Figura 3.33 - Esquema de controle das vazões de ar externo, ar de exaustão e ar de recirculação.

No caso de registros/válvulas automaticamente controlados, um sinal prove-

niente de um controlador é enviado ao atuador para que este exerça sua função. O sinal pode ser de pressão, de tensão elétrica, etc, dependendo do tipo de atuador.

A histerese do atuador, também prevista no modelo, é caracterizada pela não coincidência entre a posição do atuador e a efetiva posição do registro/válvula. Um exemplo de ocorrência de histerese é a folga entre as engrenagens do atuador (atuador eletro-mecânico).

Modelação Matemática

A Figura 3.35 mostra esquematicamente o percurso do sinal proveniente do controlador (C_C) até a efetiva posição do registro/válvula (C_R).

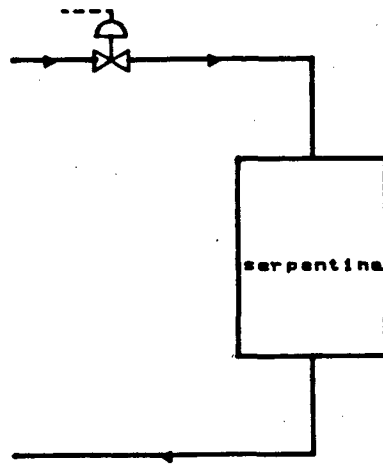


Figura 3.34 - Representação esquemática da instalação de uma válvula de 2 vias.

Na Figura 3.35 os parâmetros C_C , C_A e C_R são frações, entre os valores máximo e mínimo, de sinais como pressão, tensão elétrica, etc.

O atraso entre o sinal desejado, C_C , e a posição do atuador, C_A , pode ser representado pela equação (3.3.1),

$$\frac{dC_A}{dt} = \frac{C_C - C_A}{\tau_c} \quad (3.3.17)$$

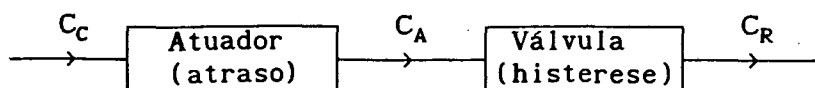


Figura 3.35 - Esquema do percurso do sinal proveniente do controlador até a posição efetiva da válvula.

Esta equação demonstra que o sinal emitido pelo controlador será percebido com atraso no atuador, devido à inércia do processo.

A posição do atuador difere ainda da posição do registro/válvula, devido ao efeito de histerese, o qual é determinado pela função HYSTER descrita no Apêndice C. Portanto,

$$C_R = \text{HYSTER}(C_A, \gamma_R) \quad (3.3.18)$$

A maneira como o fluxo de massa varia com a posição do registro/válvula é conhecida como característica inerente. Empiricamente tal característica é sempre avaliada com uma queda de pressão constante através do registro/válvula. Para um registro/válvula com característica inerente linear por exemplo, o fluxo de massa é diretamente proporcional à posição do registro/válvula, quando a queda de pressão através do registro/válvula for mantida constante. Assim,

$$\dot{m} = l_1 + l_2 C_R \quad (3.3.19)$$

Como o registro/válvula é unicamente um elemento de resistência ao escoamento, a equação (3.3.2) reduz-se à seguinte expressão:

$$\dot{m} = \sqrt{\Delta p / K_R} \quad (3.3.20)$$

Quando o registro/válvula estiver aberto C_R tem valor unitário e o fluxo de massa, de acordo com a equação (3.3.20), é igual a $\sqrt{\Delta p / K_{Rb}}$. Quando o registro/válvula estiver fechado, C_R tem valor nulo e o fluxo de massa é igual a $\sqrt{\Delta p / K_{Rg}}$. Neste último caso consideram-se os vazamentos existentes quando o registro/válvula estiver fechado.

Aplicando estas condições de contorno na equação (3.3.19) pode-se determinar as constantes l_1 e l_2 , e a equação (3.3.19) assume a forma,

$$\dot{m} = \sqrt{\Delta p} \left[\left(\frac{1}{\sqrt{K_{Rb}}} - \frac{1}{\sqrt{K_{Rg}}} \right) C_R + \frac{1}{\sqrt{K_{Rg}}} \right] \quad (3.3.21)$$

Numa situação em que não ocorram vazamentos, o fluxo de massa é dado pela seguinte expressão,

$$\dot{m} = \sqrt{\Delta p} \frac{C_R}{\sqrt{K_{Rb}}} \quad (3.3.22)$$

A equação anterior está indicando que o fluxo de massa através da válvula

será sempre proporcional a uma fração de $1/\sqrt{K_{Rb}}$, dependendo do valor de C_R . Portanto, quando ocorrem vazamentos, a constante de proporcionalidade, $1/\sqrt{K_{Rg}}$, pode também ser expressa como uma fração de $1/\sqrt{K_{Rb}}$,

$$\frac{1}{\sqrt{K_{Rg}}} = \frac{\lambda_R}{\sqrt{K_{Rb}}} \quad (3.3.23)$$

onde, λ_R é a fração do registro/válvula que permanece aberta quando o registro/válvula está totalmente fechado.

Substituindo a equação (3.3.23), na equação (3.3.21), obtém-se:

$$\dot{m} = \frac{\sqrt{\Delta p}}{\sqrt{K_{Rb}}} [(1 - \lambda_R)C_R + \lambda_R] \quad (3.3.24)$$

Apesar da queda de pressão através do registro/válvula ter sido considerada constante, é evidente que a queda de pressão varia com a posição do registro/válvula em uma instalação real e a característica será não linear. Esta característica é então denominada, característica instalada e sua forma depende da autoridade, definida como a perda de carga através do registro/válvula totalmente aberto dividida pela perda de carga total do circuito. A característica linear da equação (3.3.24) só será preservada quando o registro/válvula representar a única fonte de perda de carga no circuito (ver Figura 3.36).

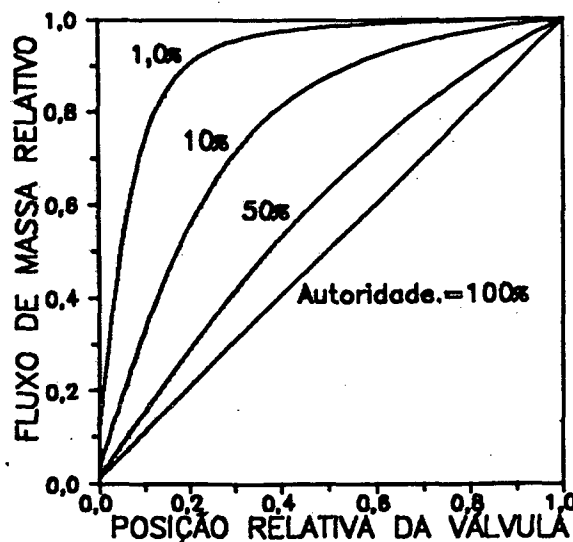


Figura 3.36 - Fluxo de massa através de um registro/válvula em função da posição, com característica linear para várias autoridades.

Colocando agora a equação (3.3.24) na forma,

$$\Delta p = \frac{K_{Rb}}{[(1 - \lambda_R)C_R + \lambda_R]^2} \dot{m}^2 \quad (3.3.25)$$

observa-se que o parâmetro de resistência ao escoamento para um registro/válvula inerentemente linear será:

$$K_R = \frac{K_{Rb}}{[(1 - \lambda_R)C_R + \lambda_R]} \quad (3.3.26)$$

Através de um procedimento semelhante ao apresentado para um registro/válvula linear, pode-se obter a seguinte expressão para o fluxo de massa através de um registro/válvula com característica inerente exponencial,

$$\dot{m} = \frac{\sqrt{\Delta p}}{\sqrt{K_R}} (\lambda_R)^{(1-C_R)} \quad (3.3.27)$$

Explicitando a equação (3.3.27) para a pressão, tem-se,

$$\Delta p = K_{Rb} (\lambda_R)^{2(C_R - 1)} \dot{m}^2 \quad (3.3.28)$$

o que leva a concluir que

$$K_R = K_{Rb} (\lambda_R)^{2(C_R - 1)} \quad (3.3.29)$$

A proposta deste modelo, entretanto, é estabelecer um registro/válvula com característica inerente entre linear e exponencial.

De acordo com Clark [5], a seguinte expressão para K_R sobrepõe estes efeitos, proporcionando resultados mais reais.

$$K_R = K_{Rb} \left\{ \frac{\alpha_R}{[(1 - \lambda_R)C_R + \lambda_R]^2} + (1 - \alpha_R)(\lambda_R)^{2(C_R - 1)} \right\} \quad (3.3.30)$$

onde, α_R é um fator de peso para o termo linear do coeficiente de resistência ao escoamento.

Desta forma a expressão para a pressão na entrada do registro/válvula será a seguinte,

$$p_1 = p_o + K_{Rb} \left\{ \frac{\alpha_R}{[(1 - \lambda_R)C_R + \lambda_R]^2} + (1 - \alpha_R)(\lambda_R)^{2(C_R - 1)} \right\} \quad (3.3.31)$$

De posse da curva empírica de K_R em função de C_R , pode-se, através de uma regressão não-linear, obter os parâmetros K_{Rb} , α_R e λ_R que minimizam a diferença quadrática entre a curva empírica e a equação (3.3.31).

As Figuras 3.37 e 3.38 mostram comparações entre resultados reais e os obtidos com o presente modelo para registros de lâminas opostas e lâminas paralelas, respectivamente.

As Figuras 3.37 e 3.38 indicam que o modelo da equação (3.3.30) mostra-se mais adequado na representação de registros de lâminas paralelas do que na representação de registros de lâminas opostas.

Convém ressaltar que o atuador pode ser retirado do modelo simplesmente anulando os valores de τ_R e γ_R .

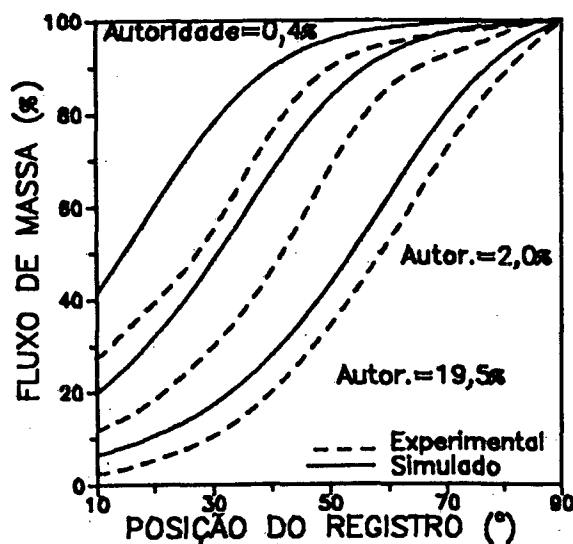


Figura 3.37 - Comparação entre o fluxo de massa real e simulado através de registros de lâminas opostas em função da posição, para várias autoridades. Dados da simulação: $2\rho_a A t_R^2 K_{Rb} = 0,52274$, $\lambda_R = 0,01091$, $\alpha_R = 0,61785$.

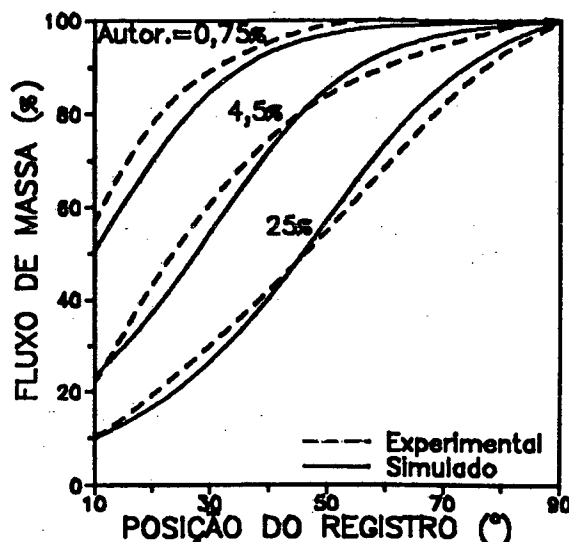


Figura 3.38 - Comparação entre o fluxo de massa real e simulado através de registros de lâminas paralelas em função da posição, para várias autoridades. Dados da simulação: $2p_a At_R^2 K_{Rb} = 0,54205$, $\lambda_R = 0,012214$, $\alpha_R = 0,8689$.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implementação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.10.

2.3.6 - Registro ou Válvula de 3 Vias de Mistura com Atuador

Assim como os registros/válvulas de duas vias, os registros/válvulas de três vias têm por objetivo o controle da vazão de ar/água.

As válvulas de três vias misturadora controlam a vazão de água através de um determinado componente (ex. serpentina de água gelada), de maneira similar às válvulas de duas vias. No entanto, seu objetivo principal é manter a vazão total do circuito aproximadamente constante (ver Figuras 3.39).

As válvulas de duas vias vias, em razão da redução exagerada da vazão de água, apresentam como desvantagens o superaquecimento da bomba de alimentação e a possibilidade de congelamento da água no interior dos tubos do evaporador. Grandes instalações, com válvula de três vias e portanto com vazão constante podem também apresentar inconvenientes. Por exemplo, em centrais de água gelada, todas as bombas de alimentação das serpentinas continuam a operar sempre na vazão nominal. Portanto, a conveniência do uso de válvulas de duas ou de três vias deve ser analisada cuidadosamente.

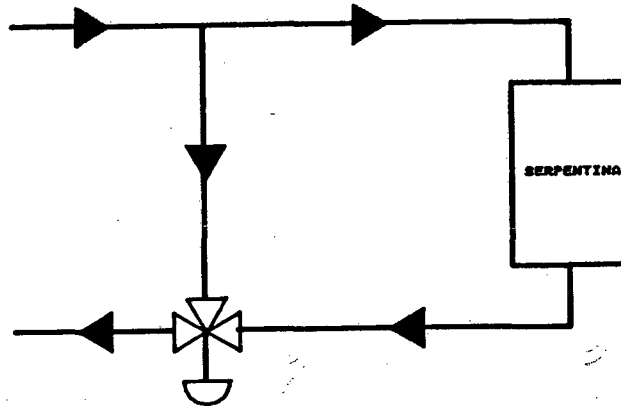


Figura 3.39 - Representação esquemática da instalação de uma válvula de três vias.

O registro de três vias misturador pode ser também utilizado na mistura de fluxos de ar quente e frio (ver Figura 3.40), em sistemas de distribuição de ar tipo dutos duplos.

O objetivo do modelo é calcular a queda de pressão através de cada porta do registro/válvula, em função do fluxo de massa e da posição de cada porta.

O fluxo de massa, a temperatura e a umidade absoluta (no caso do ar) na saída do registro/válvula são também avaliados. O modelo para calcular estas grandezas é idêntico ao considerado na junção de fluxos, apresentado na seção 3.2.2.

A presença do atuador é modelada seguindo o procedimento empregado na modelação dos registros/válvulas de duas vias.

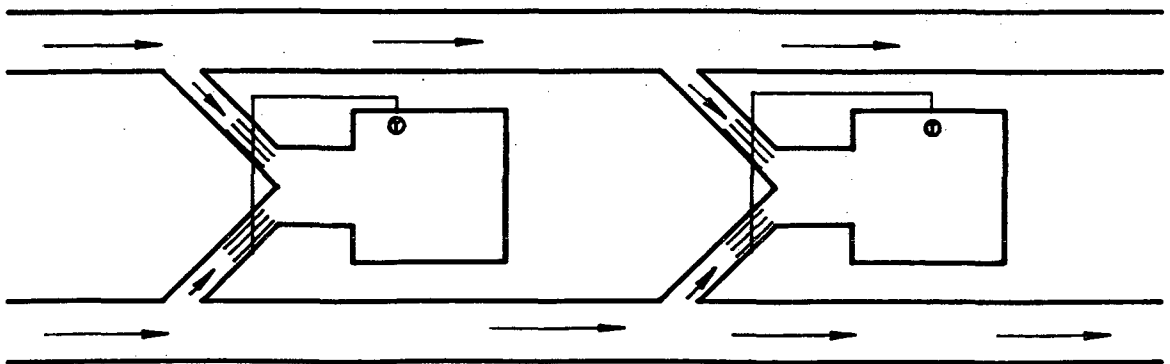


Figura 3.40 - Representação esquemática da utilização do registro de três vias com controle automático de temperatura.

Modelação Matemática

O atraso entre o sinal desejado, C_C , enviado pelo controlador, e a posição do atuador, C_A , é também representado pela equação 3.3.1,

$$\frac{dC_A}{dt} = \frac{C_R - C_A}{\tau_R} \quad (3.3.32)$$

A histerese do atuador é também prevista através da função HYSTER descrita no apêndice C. Assim,

$$C_R = \text{HYSTER}(C_A, \gamma_R) \quad (3.3.33)$$

O fluxo de massa em cada porta do registro/válvula de três vias é modelado seguindo o procedimento descrito para o registro/válvula de duas vias. Assim sendo, o coeficiente de resistência ao escoamento entre cada uma das portas de entrada e a porta de saída, de acordo com a equação (3.3.30), é dado pelas seguintes relações:

$$K_{R1} = K_{Rb1} \left\{ \frac{\alpha_{R1}}{[(1 - \lambda_{R1})C_R + \lambda_{R1}]^2} + (1 - \alpha_{R1}) (\lambda_{R1})^{2(C_R-1)} \right\} \quad (3.3.34)$$

$$K_{R2} = K_{Rb2} \left\{ \frac{\alpha_{R2}}{[(1 - \lambda_{R2})(1 - C_R) + \lambda_{R2}]^2} + (1 - \alpha_{R2}) (\lambda_{R2})^{-2C_R} \right\} \quad (3.3.35)$$

Tais relações refletem o fato de que enquanto a primeira porta, 1, está fechando, a segunda porta, 2, está abrindo.

Como o registro/válvula é um elemento de resistência ao escoamento, as quedas de pressão através de cada uma das portas de entrada e a de saída são obtidas da equação (3.3.2). Desta forma:

$$\Delta p_1 = K_{R1} (\dot{m}_1)^2 \quad (3.3.36)$$

$$\Delta p_2 = K_{R2} (\dot{m}_2)^2 \quad (3.3.37)$$

Assim sendo, a pressão em cada uma das portas de entrada, em função da pressão na porta de saída, é calculada como indicado a seguir:

$$p_{11} = p_o + K_{R1} (\dot{m}_1)^2 \quad (3.3.38)$$

$$p_{12} = p_o + K_{R2} (\dot{m}_2)^2 \quad (3.3.39)$$

Os coeficientes K_R , α_R e λ_R das equações (3.3.38) e (3.3.39) são determinados de maneira idêntica ao registro/válvula de duas vias.

As equações para calcular o fluxo de massa, temperatura e umidade absoluta (no caso do ar) na porta de saída são as mesmas utilizadas no modelo de junção de dois fluxos de ar/água, descritos na seção 3.2.2.

O fluxo de massa é então calculado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_o = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{12} \quad (3.3.40)$$

A temperatura do ar, da água e a umidade absoluta são dadas, respectivamente, pelas equações a seguir.

$$T_{ao} = \frac{\dot{m}_{11} (cp_a + 1,805w_{11}) T_{11} + \dot{m}_{12} (cp_a + 1,805w_{12}) T_{12}}{\dot{m}_{11} (cp_a + 1,805w_{11}) + \dot{m}_{12} (cp_a + 1,805w_{12})} \quad (3.3.41)$$

$$T_{wo} = \frac{\dot{m}_{11} T_{11} + \dot{m}_{12} T_{12}}{\dot{m}_o} \quad (3.3.42)$$

$$w_o = \frac{\dot{m}_{11} w_{11} + \dot{m}_{12} w_{12}}{\dot{m}_o} \quad (3.3.43)$$

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implementação deste modelo são indicados no apêndice B, item B.11.

3.3.7 - Relé Seqüenciador

O relé seqüenciador pode ser utilizado para atuar em equipamentos, cujo funcionamento se dá por estágios. Por exemplo, um conjunto de resistências elétricas que aquece o ar funciona continuamente, enquanto um outro é acionado somente quando a grandeza sendo controlada atinge um determinado valor. O sinal enviado a ambos os conjuntos de resistências elétricas é proveniente de um único relé seqüenciador.

O relé seqüenciador, modelado no presente trabalho, recebe um sinal de controle na sua entrada e emite somente dois sinais de controle na sua saída, ou seja só é possível a utilização de dois estágios.

Modelação Matemática

A Figura 3.41 mostra em sua abscissa o sinal de controle de entrada do relé seqüenciador, enquanto na ordenada estão os dois sinais de controle de saída. Pode ser observado que, para valores do sinal de controle de entrada entre "0" e "0,5",

somente o sinal de controle da primeira saída está ativo. Vê-se ainda que para valores do sinal de controle de entrada entre "0,5" e "1", o segundo sinal de controle de saída é ativado e o primeiro sinal de controle de saída continua ativo, sendo seu valor igual a "1".

Retornando aos dois conjuntos de resistências elétricas que atuam por estágios, mencionados anteriormente, pode-se interpretar a Figura 3.41 da seguinte maneira: entre o valor "0" e "0,5" do sinal de controle de entrada, está sendo requerida uma potência a ser consumida pelo primeiro conjunto de resistências elétricas entre zero e um valor máximo. Entre o valor "0,5" e "1" do sinal de controle de entrada, está sendo requerida a potência elétrica máxima do primeiro conjunto de resistências elétricas e uma potência entre zero e um valor máximo do segundo conjunto de resistências elétricas.

A Figura 3.41 é descrita matematicamente da seguinte forma:

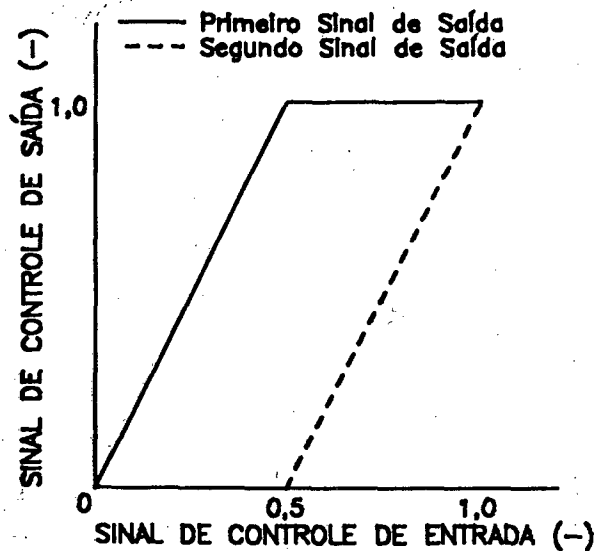


Figura 3.41 - Sinais de controle de saída do relé seqüenciador.

$$\left. \begin{array}{l} C1_o = 2 C_1 \\ C2_o = 0,0 \end{array} \right] ; \quad 0 \leq C_1 \leq 0,5 \quad \left. \begin{array}{l} C1_o = 1,0 \\ C2_o = 2 (C_1 - 0,5) \end{array} \right] ; \quad 0,5 \leq C_1 \leq 1 \quad (3.3.44)$$

onde, C_1 é o sinal de controle de entrada, $C1_o$ é o primeiro sinal de controle de saída, $C2_o$ é o segundo sinal de controle de saída.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implementação deste modelo pode ser vista no Apêndice B, item B.12.

3.3.8 - Relé Seletor

Este componente se destina a selecionar o menor ou maior sinal de controle entre vários sinais de controle. Isto se faz necessário, quando se controlam duas ou mais grandezas através de um único equipamento.

A temperatura e a umidade de um ambiente climatizado podem ser controladas, por exemplo, através da variação da vazão de água de uma serpentina de resfriamento e desumidificação. O sinal de controle, entre os sinais de controle de temperatura e de umidade, que requerer a maior capacidade de refrigeração, é o sinal que deve atuar na posição da válvula de controle de vazão de água gelada. O selecionamento do sinal que requer a maior capacidade de refrigeração é efetuado pelo relé seletor.

O modelo matemático a ser apresentado se destina a selecionar o maior ou menor valor entre somente dois sinais de controle.

Modelação Matemática

O relé seletor que seleciona o maior valor é descrito matematicamente pela seguinte equação:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{se } C_{1_i} \geq C_{2_i} & \text{então } C_o = C_{1_i} \\ \text{senão } C_o = C_{2_i} \end{array} \right\} \quad (3.3.45)$$

onde, C_{1_i} é o primeiro sinal de controle de entrada, C_{2_i} é o segundo sinal de controle de entrada e C_o é o sinal de controle de saída.

A equação que descreve o comportamento do relé seletor que seleciona o menor valor é a seguinte,

$$\left. \begin{array}{ll} \text{se } C_{1_i} \leq C_{2_i} & \text{então } C_o = C_{1_i} \\ \text{senão } C_o = C_{2_i} \end{array} \right\} \quad (3.3.46)$$

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação do modelo é apresentado no Apêndice B, item B.13.

3.4 - Equipamentos de Climatização

Nesta seção, os equipamentos que efetivamente condicionam o ar são modelados. Estes equipamentos retiram ou fornecem energia ao ar de tal forma a mantê-lo em condições que atendam à carga térmica do ambiente climatizado.

A seguir apresentam-se os modelos matemáticos dos seguintes equipamentos:

- resistência elétrica;
- serpentina de água quente;

- serpentina de água gelada;
- umidificador evaporativo e
- injetor de vapor.

3.4.1 - Resistência Elétrica

Uma maneira muito empregada para aquecer o ar em aplicações de inverno é colocá-lo em contato com uma ou mais resistências elétricas. Este equipamento transforma energia elétrica em calor através do efeito Joule.

Esta seção apresenta um modelo matemático cujo objetivo é avaliar a temperatura do ar após entrar em contato com resistências elétricas.

Modelação Matemática

A Figura 3.42 representa esquematicamente o aquecimento do ar por resistência elétrica.

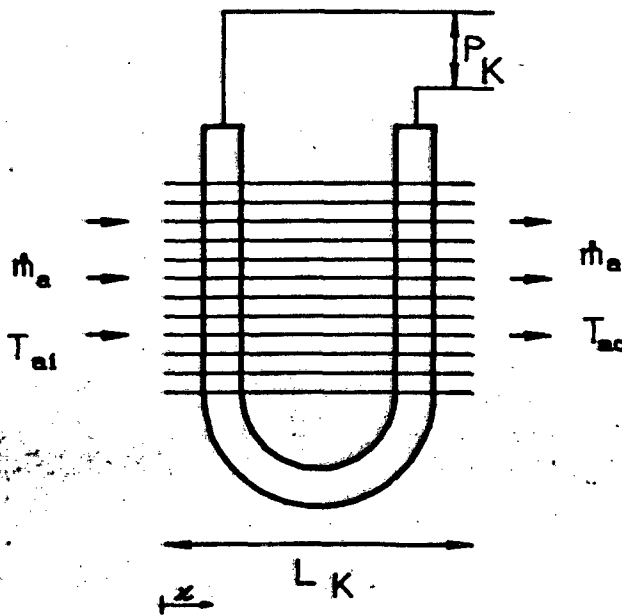


Figura 3.42 - Representação esquemática do aquecimento do ar por resistência elétrica

Um balanço de energia no ar, considerando as seguintes hipóteses simplificativas:

- temperatura do ar varia somente na direção do escoamento. A Temperatura é uniforme em qualquer seção transversal;
- toda energia transferida da resistência elétrica para o ar se dá de forma instantânea (Despreza-se a capacidade térmica do ar quando comparada à capacidade térmica da resistência elétrica);

- temperatura uniforme da resistência elétrica;
- escoamento incompressível e uniforme;
- propriedades do ar não variam com a temperatura,

fornece,

$$\frac{dT_a}{d\xi} + \beta_3(T_a - T_K) = 0 \quad (3.4.1)$$

onde, $\xi = x/L_K$ e $\beta_3 = H_K A_K / \dot{m}_a c_{p_a}$

Integrando a equação (3.4.1),

$$\int_{T_{al}}^{T_{ao}} \frac{dT_a}{T_a - T_K} = -\beta_3 \int_0^1 d\xi \quad (3.4.2)$$

Obtém-se a seguinte expressão para T_K ,

$$T_K = \frac{T_{ao} - \exp(-\beta_3)T_{al}}{1 - \exp(-\beta_3)} \quad (3.4.3)$$

Diferenciando a equação (3.4.3) em relação ao tempo, obtém-se:

$$\frac{dT_K}{dt} = \frac{1}{1 - \exp(-\beta_3)} \left[\frac{dT_{ao}}{dt} - \exp(-\beta_3) \frac{dT_{al}}{dt} \right] \quad (3.4.4)$$

Um balanço global de calor, fornece:

$$H_K A_K DTLM_K = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{ao} - T_{al}) \quad (3.4.5)$$

onde, $DTLM_K$ é a diferença média logarítmica de temperatura. Rearranjando a equação (3.4.5), a diferença média logarítmica de temperatura pode ser escrita como:

$$DTLM_K = \frac{T_{ao} - T_{al}}{\beta_3} \quad (3.4.6)$$

Um balanço de energia na resistência elétrica, considerando sua temperatura como uniforme, fornece,

$$M_K c_{p_K} \frac{dT_K}{dt} = P_K - H_K A_K DTLM_K \quad (3.4.7)$$

onde, P_K é a potência elétrica dissipada pela resistência elétrica.

Substituindo as equações (3.4.4) e (3.4.6) na equação (3.4.7), tem-se,

$$\frac{\tau_K}{1 - \exp(-\beta_3)} \left[\frac{dT_{ao}}{dt} - \exp(-\beta_3) \frac{dT_{al}}{dt} \right] = \frac{P_K}{H_K A_K} - \frac{T_{ao} - T_{al}}{\beta_3} \quad (3.4.8)$$

onde, $\tau_K = M_K c_{pK} / H_K A_K$

Rearranjando, obtém-se:

$$\frac{dT_{ao}}{dt} = \frac{1 - \exp(-\beta_3)}{\tau_K} \left[\frac{P_K}{H_K A_K} - \frac{T_{ao} - T_{al}}{\beta_3} \right] + \exp(-\beta_3) \frac{dT_{al}}{dt} \quad (3.4.9)$$

A solução da equação anterior permite a determinação do valor de T_{ao} . O termo P_K é tratado como:

$$P_K = C_K (P_K)_{\max} \quad (3.4.10)$$

onde, $(P_K)_{\max}$ é a máxima potência elétrica fornecida e C_K é um sinal de controle que varia entre zero e um. Isto possibilita que a potência elétrica requerida tenha um valor entre zero e um valor máximo.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.14.

3.4.2 - Serpentina de Água Quente

Largamente usados na indústria de condicionamento de ar, as serpentinas de água quente, aqui estudadas, são trocadores de calor de fluxo cruzado, aletados, do tipo água-ar, cuja finalidade é aquecer o ar no inverno. O aquecimento ocorre através da transferência de energia da água quente para o ar frio.

A análise do escoamento e da transferência de calor neste tipo de trocador de calor é complexa devida principalmente a sua geometria. Para sua modelação são necessárias algumas hipóteses simplificativas as quais reduzem a complexidade dos cálculos e ainda mantêm um razoável grau de exatidão dos resultados obtidos.

A seguir são apresentados dois modelos matemáticos ambos com o objetivo de prever a temperatura do ar e da água na saída da serpentina.

Modelação Matemática

Os dois modelos diferem entre si pelo nível de complexidade, sendo portanto, denominados de modelo simplificado e detalhado. A seguir apresentar-se-á cada um destes modelos.

Modelo Simplificado

A temperatura do ar na saída da serpentina, em regime permanente, pode ser dada pela equação a seguir, onde ϵ_H é a efetividade do trocador de calor.

$$T_{ao}^s = T_{al} + (T_{wl} - T_{al}) \epsilon_H (\dot{m} cp)_{\min} / \dot{m}_a cp_a \quad (3.4.11)$$

O parâmetro $(\dot{m} cp)_{\min}$ é o menor valor de capacidade térmica dos fluidos envolvidos, no caso o ar e a água.

A efetividade de um trocador de calor de fluxo cruzado, com ambos fluidos não misturados, pode ser calculada, de uma forma aproximada, pela expressão fornecida por McQuiston [16],

$$\epsilon_H = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-R_H m) - 1}{R_H m}\right] \quad (3.4.12)$$

onde, $R_H = (\dot{m} cp)_{\min} / (\dot{m} cp)_{\max}$ e $m = [U_K A_K / (\dot{m} cp)_{\min}]^{-0,22}$

Um balanço global de energia, em regime permanente, produz a expressão:

$$\dot{m}_w cp_w (T_{wl} - T_{wo}^s) = \dot{m}_a cp_a (T_{ao}^s - T_{al}) \quad (3.4.13)$$

o qual, quando rearranjada, fornece a equação para a temperatura da água na saída da serpentina,

$$T_{wo}^s = T_{wl} - (T_{ao}^s - T_{al}) \frac{\dot{m}_a cp_a}{\dot{m}_w cp_w} \quad (3.4.14)$$

O modelo dinâmico para as temperaturas do ar e da água na saída da serpentina segue as recomendações de Clark [5],

$$\frac{dT_{ao}}{dt} = \frac{T_{ao}^s - T_{ao}}{\tau_H} \quad (3.4.15)$$

$$\frac{dT_{wo}}{dt} = \frac{T_{wo}^s - T_{wo}}{\tau_H} \quad (3.4.16)$$

onde, $\tau_H = \frac{\tau_{xH} \tau_L}{\tau_{xH} + \tau_L}$. Os parâmetros τ_{xH} e τ_L representam respectivamente o atraso de transporte da serpentina e a constante de tempo do material da serpentina, sendo calculadas pelas expressões a seguir:

$$\tau_{xH} = \rho_w A t_H L_H / \dot{m}_w \quad (3.4.17)$$

$$\tau_L = \frac{C t_H}{H_a A_a + H_w A_w} \quad (3.4.18)$$

Modelo Detalhado

O desenvolvimento do modelo denominado detalhado está baseado em balanços de energia no escoamento de água, na serpentina e no escoamento de ar, considerando as seguintes hipóteses simplificativas.

- velocidade e temperaturas dos fluidos consideradas uniformes (escoamento unidirecional);
- escoamento incompressível do ar e da água;
- difusão térmica na direção do escoamento de água desprezada no escoamento de água e na serpentina;
- difusão térmica na direção do escoamento de ar desprezada no escoamento de ar;
- propriedades do fluido e do material da serpentina e coeficientes convectivos independentes da temperatura, tempo e posição;
- fluxos de massa de ar e de água invariáveis com o tempo;
- resistências térmicas através das paredes dos tubos e das aletas são desprezadas;
- difusão térmica através das aletas (de uma fila de tubos para outra) é desprezada;
- eficiência de aleta é considerada constante;
- temperatura do ar na entrada da serpentina é considerada constante;
- temperatura da serpentina é considerada constante ao longo da área da seção transversal;
- capacidade térmica do ar desprezível e
- a serpentina é considerada como sendo um tubo único aletado, como indicado na Figura 3.43.

Um balanço de energia, por unidade de comprimento L_H , no escoamento de ar, num elemento de profundidade dy , fornece a expressão,

$$\frac{\dot{m}_a}{L_H} c_{p_a} \frac{\partial T_a(x,y,t)}{\partial y} = \psi_H H_a \frac{A_a}{L_H L_v} [T_H(x,t) - T_a(x,y,t)] \quad (3.4.19)$$

onde, ψ_H é a eficiência de transferência de calor da superfície externa da serpentina.

O produto $\psi_H H_a A_a$, normalmente expresso adimensionalmente na forma do número de Nusselt, é uma função do número de Reynolds. O número de Reynolds pode ser expresso em função do fluxo de massa de ar. Como o fluxo de massa de ar varia continuamente durante a simulação, o produto $\psi_H H_a A_a$ é escrito em função do fluxo de massa de ar. Clark [5] sugere a seguinte expressão:

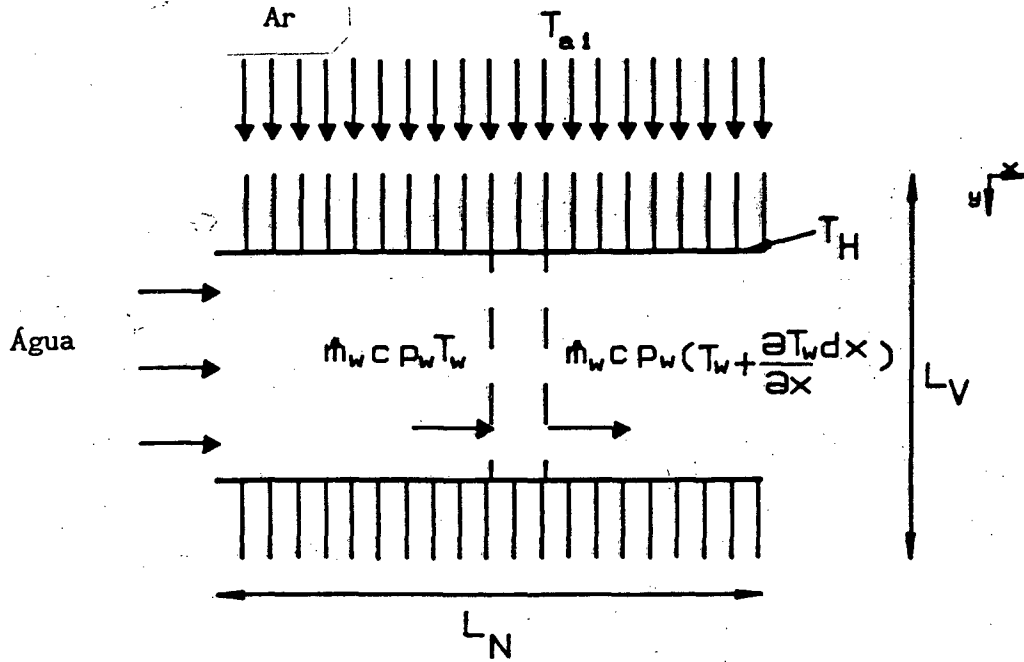


Figura 3.43 - Representação esquemática da serpentina de aquecimento.

$$\psi_H H_a A_a = \omega_1 (\dot{m}_a)^{\omega_2} \quad (3.4.20)$$

Os parâmetros L_H e L_V representam respectivamente o comprimento do tubo aletado e a profundidade da serpentina.

Integrando a equação (3.4.19) na direção y e sabendo que T_H é constante nesta direção, obtém-se,

$$\Omega_{ao}(\xi, \sigma) = [1 - \exp(-\beta_7)] \Omega_H(\xi, \sigma) \quad (3.4.21)$$

onde, $\Omega_{ao} = T_{ao} - T_{a1}$,

$\Omega_H = T_H - T_{a1}$,

$\beta_7 = \psi_H H_a A_a / \dot{m}_a c_{p_a}$,

$\xi = x / L_H$ e

$\sigma = t / \tau_x$

Um balanço de energia na serpentina, por unidade de comprimento, fornece a seguinte equação,

$$\begin{aligned} \frac{C t_H}{L_H} \frac{\partial T_H(x, t)}{\partial t} + \frac{\dot{m}_a}{L_H} c_{p_a} [T_{ao}(x, t) - T_{a1}] - \\ \frac{H_w A_w}{L_H} [T_w(x, t) - T_H(x, t)] = 0 \end{aligned} \quad (3.4.22)$$

ou na forma parametrizada,

$$\frac{\partial \Omega_H(\xi, \sigma)}{\partial \sigma} + \frac{\beta_5}{\beta_7} \Omega_{ao}(\xi, \sigma) - \beta_6 [\Omega_w(\xi, \sigma) - \Omega_H(\xi, \sigma)] = 0 \quad (3.4.23)$$

onde, $\beta_5 = \psi_H H_a A_a \tau_x / Ct_H$,

$\beta_6 = H_w A_w \tau_x / Ct_H$ e

Na água, um balanço de energia, num elemento de comprimento dx , proporciona a expressão,

$$\frac{Ct_w}{L_H} \frac{\partial T_w(x, t)}{\partial t} + \dot{m}_w c_{p_w} \frac{\partial T_w(x, t)}{\partial x} + H_w \frac{A_w}{L_H} [T_w(x, t) - T_H(x, t)] = 0 \quad (3.4.24)$$

ou na forma parametrizada,

$$\frac{\partial \Omega_w(\xi, \sigma)}{\partial \sigma} + \frac{\partial \Omega_w(\xi, \sigma)}{\partial \xi} + \beta_4 [\Omega_w(\xi, \sigma) - \Omega_H(\xi, \sigma)] = 0 \quad (3.4.25)$$

onde, $\beta_4 = H_w A_w / \dot{m}_w c_{p_w}$

Similarmente à equação (3.4.20), Clark [5] fornece a seguinte expressão para $H_w A_w$ em função do fluxo de massa de água,

$$H_w A_w = \omega_3 (\dot{m}_w)^{\omega_4} \quad (3.4.26)$$

A temperatura da água e a temperatura média do ar, na saída da serpentina quando sujeitas a excitações na temperatura da água, na entrada da serpentina, podem ser determinadas seguindo o procedimento indicado a seguir.

Inicialmente substitui-se a equação (3.4.21) na equação (3.4.23),

$$\frac{\partial \Omega_H(\xi, \sigma)}{\partial \sigma} + \frac{\beta_5}{\beta_7} [1 - \exp(-\beta_7)] \Omega_H(\xi, \sigma) - \beta_6 [\Omega_w(\xi, \sigma) - \Omega_H(\xi, \sigma)] = 0 \quad (3.4.27)$$

Aplicando a transformada de Laplace, obtém-se,

$$s L(\Omega_H) + \frac{\beta_5}{\beta_7} [1 - \exp(-\beta_7)] L(\Omega_H) - \beta_6 [L(\Omega_w) - L(\Omega_H)] = 0 \quad (3.4.28)$$

A equação anterior, quando resolvida para $L(\Omega_H)$, fornece a seguinte expressão,

$$L(\Omega_H) = \frac{\beta_6}{s + \beta_5 [1 - \exp(-\beta_7)] / \beta_7 + \beta_6} L(\Omega_w) \quad (3.4.29)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação (3.4.25), obtém-se,

$$s L(\Omega_w) + \frac{dL(\Omega_w)}{d\xi} + \beta_4 L(\Omega_w) - \beta_4 L(\Omega_H) = 0 \quad (3.4.30)$$

A substituição da equação (3.4.29) na equação (3.4.30), e a posterior integração ao longo da serpentina,

$$\int_{\Omega_{w1}}^{\Omega_{w0}} \frac{dL(\Omega_w)}{L(\Omega_w)} = - \left[s + \beta_4 - \frac{\beta_4 \beta_6}{s + \beta_5 [1 - \exp(-\beta_7)] / \beta_7 + \beta_6} \right] \int_0^1 d\xi \quad (3.4.31)$$

origina a seguinte função transferência:

$$\frac{L(\Omega_{w0})}{L(\Omega_{w1})} = \exp(-s) \exp(-\beta_4) \exp[-\beta_4 \beta_6 / (s + \omega_5)] \quad (3.4.32)$$

onde, $\omega_5 = \beta_5 [1 - \exp(-\beta_7)] / \beta_7 + \beta_6$

O próximo passo é identificar a transformada inversa de Laplace da função transferência (3.4.32). Entretanto, tal transformação inversa não se encontra disponível.

A última exponencial da equação (3.4.32) pode ser expandida em uma série infinita. Assim procedendo, a equação (3.4.32) assume a seguinte forma:

$$\frac{L(\Omega_{w0})}{L(\Omega_{w1})} = \exp(-s) \exp(-\beta_4) \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n!} \left(\frac{\beta_4 \beta_6}{s + \omega_5} \right)^n \right] \quad (3.4.33)$$

Aproximando a equação (3.4.33) pelo primeiro termo da expansão em série, a função transferência (3.4.32) torna-se,

$$\frac{L(\Omega_{w0})}{L(\Omega_{w1})} \cong \exp(-s) \exp(-\beta_4) \left[1 + \frac{\beta_4 \beta_6}{s + \omega_5} \right] \quad (3.4.34)$$

Gartner [20] propõe a seguinte modificação para a equação (3.4.34),

$$\frac{L(\Omega_{w0})}{L(\Omega_{w1})} \cong \exp(-s) \exp(-\beta_4) \left[1 + \frac{\beta_4 \omega_7}{s + \omega_6} \right] \quad (3.4.35)$$

onde, $\omega_6 = \omega_5 \exp(-\beta_4 \beta_6 / 2 \omega_5)$ e

$$\omega_7 = \omega_6 [\exp(\beta_4 \beta_6 / \omega_5) - 1] / \beta_4$$

e afirma que esta correlação proporciona excelentes resultados para as faixas de baixas, moderadas e altas frequências de excitação.

Rearranjando a equação (3.4.35), obtém-se a seguinte expressão,

$$(s + \omega_6) L(\Omega_{wo}) = \exp(-s) \exp(-\beta_4) (s + \omega_6 + \beta_4 \omega_7) L(\Omega_{wl}) \quad (3.4.36)$$

Aplicando a transformação inversa de Laplace ao domínio tempo, resulta:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Omega_{wo}}{d\sigma} + \omega_6 \Omega_{wo} &= 0, \quad \sigma < 1 \\ \frac{d\Omega_{wo}}{d\sigma} + \omega_6 \Omega_{wo} &= \exp(-\beta_4) \left[\frac{d\Omega_{wl}(\sigma-1)}{d\tau} \right. \\ &\quad \left. + (\omega_6 + \beta_4 \omega_7) \Omega_{wl}(\sigma-1) \right], \quad \sigma \geq 1 \end{aligned} \right\} \quad (3.4.37)$$

Após algum algebrismo, na equação (3.4.37), obtém-se uma expressão para a temperatura da água na saída da serpentina, sujeita a uma excitação na temperatura da água na sua entrada.

$$\left. \begin{aligned} \frac{dT_{wo}}{dt} &= \frac{\omega_6}{\tau_x} (T_{wl} - T_{wo}), \quad t < \tau_x \\ \frac{dT_{wo}}{dt} &= \frac{\omega_6}{\tau_x} \left[T_{wl} - T_{wo} + \exp(-\omega_8) [T_{wl}(t-\tau_x) - T_{al}] \right. \\ &\quad \left. + \frac{\tau_x}{\omega_6} \exp(-\beta_6) \frac{dT_{wl}(t-\tau_x)}{dt} \right], \quad t \geq \tau_x \end{aligned} \right\} \quad (3.4.38)$$

onde, $\omega_8 = \beta_4 - \beta_4 \beta_6 / \omega_6$

Pode-se observar que os termos relacionados com T_{wl} estão atrasados no tempo. Isto significa que qualquer perturbação na temperatura da água na entrada da serpentina, só terá efeito sobre a temperatura da água na sua saída após um certo tempo, τ_x (tempo necessário para que o fluido atravessasse toda a serpentina). Este atraso de transporte é computado pela função DELAY (descrita no apêndice D). A equação (3.4.38) assume então a seguinte forma:

$$\frac{dT_{wo}}{dt} = \frac{\omega_6}{\tau_x} \left\{ T_{al} - T_{wo} + \text{DELAY} \left[\exp(-\omega_8)(T_{wl} - T_{al}) + \frac{\tau_x}{\omega_6} \exp(-\beta_4) \frac{dT_{wl}}{dt} ; \tau_x \right] \right\} \quad (3.4.39)$$

Derivando a equação (3.4.21) em relação a σ , obtém-se,

$$\frac{\partial \Omega_H}{\partial \sigma} = \frac{1}{1 - \exp(-\beta_7)} \frac{\partial \Omega_{ao}}{\partial \sigma} \quad (3.4.40)$$

Substituindo as equações (3.4.21) e (3.4.40) na equação (3.4.23), resulta:

$$\frac{1}{1 - \exp(-\beta_7)} \frac{\partial \Omega_{ao}}{\partial \sigma} + \frac{\beta_5}{\beta_7} \Omega_{ao} - \beta_6 \Omega_w - \frac{\beta_6}{1 - \exp(-\beta_7)} \Omega_{ao} = 0 \quad (3.4.41)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação (3.4.41), tem-se,

$$\mathbb{L}(\Omega_{ao}) = \frac{\beta_6 [1 - \exp(-\beta_7)]}{s + \omega_5} \mathbb{L}(\Omega_w) \quad (3.4.42)$$

Integrando a equação (3.4.31) de zero a um ponto qualquer, ξ , obtém-se uma função transferência para $\mathbb{L}(\Omega_w)$,

$$\frac{\mathbb{L}(\Omega_w)}{\mathbb{L}(\Omega_{wl})} = \exp(-s) \exp(-\beta_4) \exp\{-[\beta_4 \beta_6 / (s + \omega_5)] \xi\} \quad (3.4.43)$$

o qual pode então ser substituída na equação (3.4.42),

$$\frac{\mathbb{L}(\Omega_{ao})}{\mathbb{L}(\Omega_{wl})} = \frac{\beta_6 [1 - \exp(-\beta_7)]}{s + \omega_5} \exp(-s) \exp(-\beta_4) \exp\{-[\beta_4 \beta_6 / (s + \omega_5)] \xi\} \quad (3.4.44)$$

Como o objetivo é obter um valor médio para a temperatura do ar na saída da serpentina, integra-se a equação (3.4.44) ao longo do comprimento da serpentina,

$$\frac{\mathbb{L}(\bar{\Omega}_{ao})}{\mathbb{L}(\Omega_{wl})} = \frac{\beta_6 [1 - \exp(-\beta_7)] \exp(-s) \exp(-\beta_4)}{s + \omega_5} \int_0^1 \exp\{-[\beta_4 \beta_6 / (s + \omega_5)] \xi\} d\xi \quad (3.4.45)$$

e obtém-se a seguinte função transferência,

$$\frac{\mathbb{L}(\bar{\Omega}_{ao})}{\mathbb{L}(\bar{\Omega}_{w1})} = F_3(s) = \frac{\beta_6 [1 - \exp(-\beta_7)]}{(s + \beta_4)(s + \omega_5) - \beta_4 \beta_6} \left\{ 1 - \exp(-s) \exp(-\beta_4) \exp[-\beta_4 \beta_6 / (s + \omega_5)] \right\} \quad (3.4.47)$$

Mais uma vez, devido à impossibilidade de inversão da função transferência (3.4.46) ao domínio tempo, sugere-se a seguinte função transferência aproximada [19],

$$\frac{\mathbb{L}(\bar{\Omega}_{ao})}{\mathbb{L}(\bar{\Omega}_{w1})} \cong F_4(s) = \frac{\gamma_1}{1 + \gamma_2 s + \gamma_3 s^2} \quad (3.4.47)$$

Segundo Bhargava [19] a função transferência aproximada (3.4.47) apresenta boa concordância com a função transferência (3.4.46) para baixas frequências. Como trocadores de calor trabalham com baixas frequências os resultados obtidos com a equação (3.4.47) são considerados satisfatórios.

Os coeficientes da equação (3.4.47) são encontrados a partir da equação (3.4.46) empregando o método polinomial de Pade [19],

$$F_4(0) = F_3(0) \quad (3.4.48)$$

$$\frac{\partial F_4(0)}{\partial s} = \frac{\partial F_3(0)}{\partial s} \quad (3.4.49)$$

$$\frac{\partial^2 F_4(0)}{\partial s^2} = \frac{\partial^2 F_3(0)}{\partial s^2} \quad (3.4.50)$$

Desta forma, γ_1 , γ_2 e γ_3 terão os seguintes valores,

$$\gamma_1 = F_3(0) \quad (3.4.51)$$

$$\gamma_2 = -\frac{1}{\gamma_1} \frac{\partial F_3(0)}{\partial s} \quad (3.4.52)$$

$$\gamma_3 = -\frac{1}{2\gamma_1} \frac{\partial^2 F_3(0)}{\partial s^2} + \gamma_2^2 \quad (3.4.53)$$

ou ainda,

$$\gamma_1 = \frac{\beta_6 [1 - \exp(-\beta_7)]}{\omega_5 \omega_8} [1 - \exp(-\omega_8)] \quad (3.4.54)$$

$$\gamma_2 = \frac{(\beta_4 + \omega_5)}{\omega_5 \omega_8} - \omega_9 \left[\frac{\exp(-\omega_8)}{[1 - \exp(-\omega_8)]} \right] \quad (3.4.55)$$

$$\gamma_3 = \gamma_2^2 - \frac{(\omega_5 + \beta_4)^2 - \omega_5 \omega_8}{\omega_5^2 \omega_8^2} + \left[\frac{\exp(-\omega_8)}{1 - \exp(-\omega_8)} \right] \left[\omega_9 \left(\frac{\omega_9}{2} + \frac{\omega_9}{\omega_8} + \frac{2}{\omega_5} \right) - \frac{1}{\omega_5} \right] \quad (3.4.56)$$

onde, $\omega_9 = 1 + \beta_4 \beta_6 / \omega_5^2$

A equação (3.4.47) é agora rearranjada,

$$(1 + \gamma_2 s + \gamma_3 s^2) L(\bar{\Omega}_{ao}) = \gamma_1 L(\Omega_{wl}) \quad (3.4.57)$$

Invertendo e rearranjando a equação (3.4.57), obtém-se a seguinte equação diferencial para $\bar{\Omega}_{ao}$,

$$\gamma_3 \frac{d^2 \bar{\Omega}_{ao}}{d\sigma^2} + \gamma_2 \frac{d\bar{\Omega}_{ao}}{d\sigma} + \bar{\Omega}_{ao} = \gamma_1 \Omega_{wl} \quad (3.4.58)$$

Como o programa HVACSIM⁺ não considera equações diferenciais de ordem superior a um, a equação (3.4.58) é então transformada em duas equações diferenciais de 1ª ordem,

$$\frac{d\bar{\Omega}_{ao}}{d\sigma} = \frac{\Omega_{aux} - \gamma_2 \bar{\Omega}_{ao}}{\gamma_3} \quad (3.4.59)$$

$$\frac{d\Omega_{aux}}{d\sigma} = \gamma_1 \Omega_{wl} - \bar{\Omega}_{ao} \quad (3.4.60)$$

Abandonando a notação parametrizada, chega-se às seguintes expressões para a determinação da temperatura do ar na saída da serpentina,

$$\frac{d\bar{T}_{ao}}{dt} = \frac{T_{aux} + (\gamma_2 - 1) T_{al} - \gamma_2 \bar{T}_{ao}}{\tau_x \gamma_3} \quad (3.4.61)$$

$$\frac{dT_{aux}}{dt} = \frac{\gamma_1 (T_{wl} - T_{al}) - (\bar{T}_{ao} - T_{al})}{\tau_x} \quad (3.4.62)$$

onde, T_{aux} é somente uma temperatura auxiliar no cálculo de \bar{T}_{ao} .

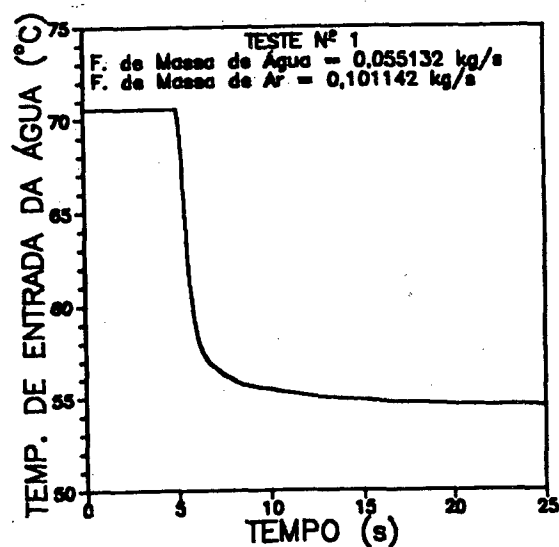
O modelo apresentado foi desenvolvido para respostas a excitações na temperatura da água na entrada da serpentina. Para respostas devido a excitações no fluxo de massa de água e de ar, e ainda na temperatura do ar na entrada da serpentina, mais três funções transferências, para cada resposta, seriam necessárias. Entretanto, segundo Clark [5], o presente modelo se mostra suficientemente preciso também para estas outras excitações.

Comparações do modelo simplificado e detalhado com resultados experimentais

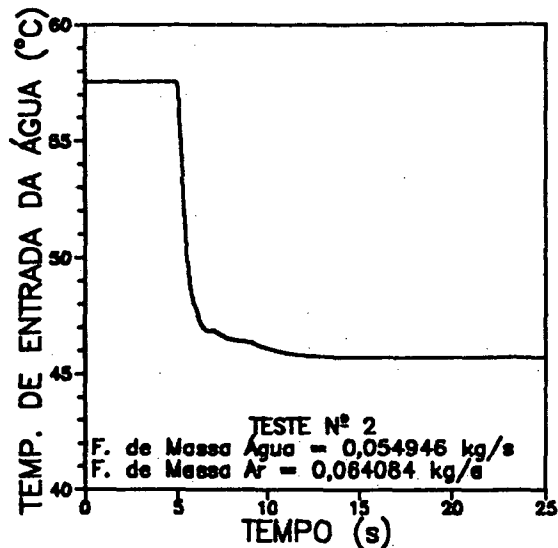
são mostrados a seguir. Na Figura 3.44 são apresentadas duas excitações na temperatura da água na entrada da serpentina. As Figuras 3.45 e 3.46 apresentam as temperaturas do ar e da água na saída da serpentina, correspondentes, respectivamente, as excitações da Figura 3.44.

Os resultados experimentais foram obtidos por Gartner [20]. A serpentina testada possui as seguintes características físicas:

- número de tubos = 8
- diâmetro externo do tubo = $5/8" = 15,875\text{mm}$
- material da tubulação = latão vermelho
- número de filas de tubo = 1
- número de passes = 1
- área de face da serpentina = $0,1979\text{m}^2$
- material das aletas = alumínio



a) Teste nº 1



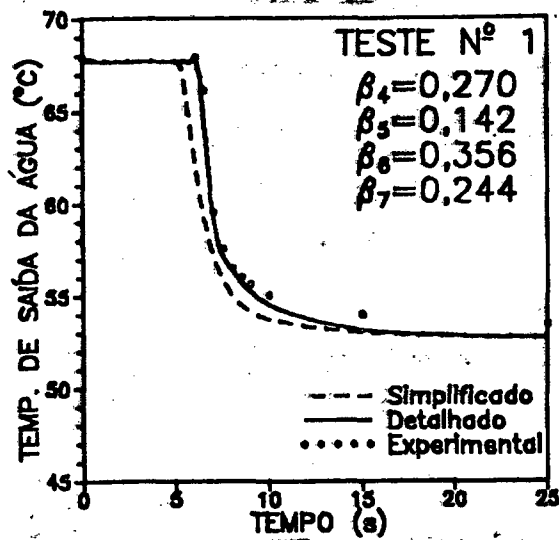
b) Teste nº 2

Figura 3.44 - Variação na temperatura da água na entrada da serpentina.

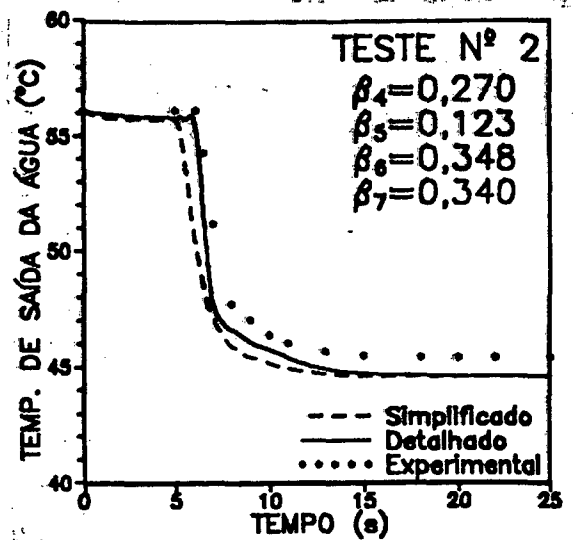
Observa-se, na Figura 3.45, que os resultados obtidos, tanto com o modelo detalhado como com o simplificado, apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais, no caso da temperatura da água na saída da serpentina. Observa-se também que os resultados do modelo detalhado apresentam uma melhor comparação.

No caso da temperatura do ar na saída da serpentina (Figura 3.46, os resultados do modelo detalhado apresentam um grau de comparação bem superior aos resultados do modelo simplificado. Apesar da pequena discrepância observada, verifica-se que a tendência das curvas experimental e numérica (modelo detalhado) é bastante semelhante. Após 25 segundos de testes a diferença entre estas curvas é inferior a 0,5°C. Considerando a incerteza de medição associada com os resultados experimentais, pode-se considerar estas diferenças como aceitáveis.

As variáveis e parâmetros necessários para a efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.15.



a) Teste nº 1

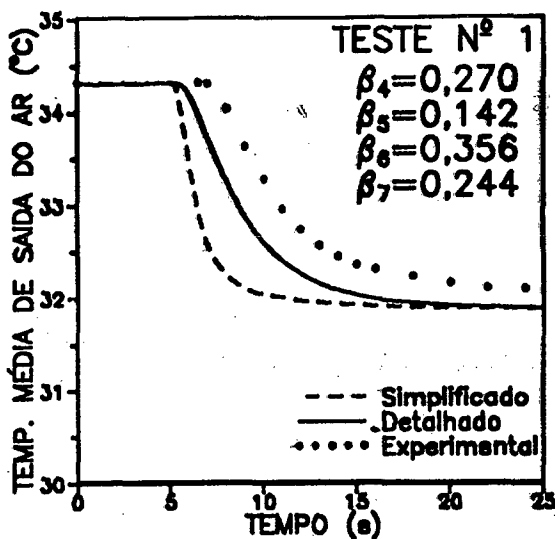


b) Teste nº 2

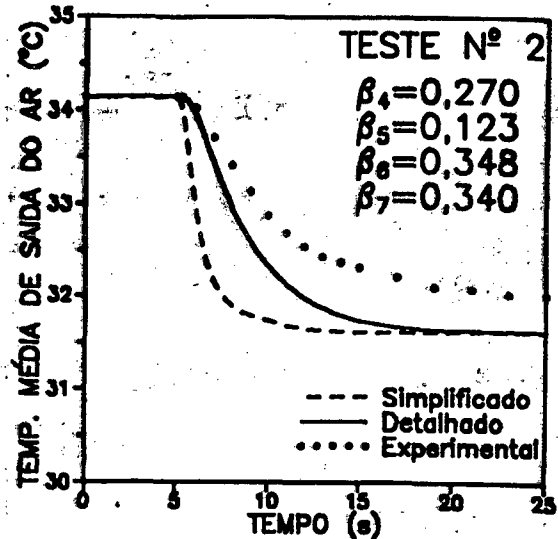
Figura 3.45 - Temperatura da água na saída da serpentina.

3.4.3 - Serpentina de Água Gelada

Os sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar tem como uma de suas atribuições a redução da temperatura de um escoamento de ar. Um efeito comum que ocorre, geralmente associado ao resfriamento do ar, é a sua desumidificação. Tais processos ocorrem através da ação de equipamentos denominados serpentinas de resfriamento e desumidificação.



a) Teste nº 1



b) Teste nº 2

Figura 3.46 - Temperatura do ar na saída da serpentina.

As serpentinas, aqui modeladas, são trocadores de calor de fluxo cruzado contra-corrente do tipo água-ar. Possuem aletas circulares ou contínuas, com quatro ou mais fileiras de tubos.

O modelo matemático, em regime permanente, é baseado no trabalho de Elmahdy [22], com o mínimo de modificações para adaptá-lo ao programa HVACSIM*.

O comportamento dinâmico do modelo consiste simplesmente num atraso em relação às condições de regime permanente. A modelação apresentada por Elmahdy [22] foi originalmente desenvolvida para trocador de calor do tipo contra-corrente. Entretanto, tal modelo se mostrou também adequado para um trocador de calor de fluxo cruzado contra-corrente, com mais de quatro fileiras de tubo [22].

A intenção deste modelo é avaliar a temperatura da água, a temperatura e a umidade absoluta do ar na saída da serpentina, sendo as condições de entrada conhecidas.

Modelação Matemática

O modelo matemático está baseado nas seguintes hipóteses simplificativas:

- escoamento unidimensional;
- escoamento incompressível do ar e da água;
- difusão térmica na direção do escoamento desprezada nos escoamentos de ar

e água e no sólido (serpentina);

- propriedades do fluido, do material da serpentina e coeficientes convectivos independentem da temperatura e pressão;
- regime permanente.

A serpentina pode encontrar-se em três situações: totalmente úmida, totalmente seca ou parcialmente úmida, dependendo das condições do ar e da água entrando na serpentina.

O primeiro passo neste procedimento é determinar se a serpentina está úmida, seca ou parcialmente úmida. Para isso calcula-se a temperatura de orvalho do ar na entrada da serpentina, através da seguinte equação,

$$T_o = f(p_s^S) \quad (3.4.63)$$

A relação funcional entre temperatura de orvalho e pressão de saturação do vapor d'água pode ser obtida de ASHRAE [23].

A pressão de saturação do vapor d'água, p_s^S , pode ser avaliada em função da umidade absoluta do ar na entrada da serpentina,

$$p_s^S = \frac{p_{atm} w_{al}}{0,62198 + w_{al}} \quad (3.3.64)$$

Inicialmente, supõe-se a serpentina totalmente úmida. Em seguida, determina-se a temperatura da superfície externa da serpentina na entrada e na saída (ver Figura 3.47). Compara-se então a temperatura de orvalho do ar com estas temperaturas da seguinte forma:

- a) se a temperatura da superfície externa da serpentina na seção de entrada de ar for mais baixa do que a temperatura de orvalho do ar na seção de entrada, então a superfície da serpentina encontra-se completamente úmida.
- b) se a temperatura da superfície externa da serpentina na seção de saída de ar for mais alta do que a temperatura do ponto de orvalho do ar na seção de entrada, então a superfície da serpentina está completamente seca.
- c) se nenhuma destas condições for satisfeita, então a superfície da serpentina encontra-se parcialmente úmida.

O modelo matemático considera as três situações separadamente:

a) Serpentina Completamente Úmida

Considere a Figura 3.47, a qual mostra uma representação esquemática de uma serpentina completamente úmida. Como ocorre um processo combinado de transferência de calor e massa o conceito de potencial de entalpia deve ser

empregado. Com a finalidade de simplificar os cálculos, assume-se que a entalpia do ar saturado h_a^S , avaliada na temperatura da água T_w , pode ser aproximada por:

$$h_a^S(T_w) = a_1 + a_2 T_w \quad (3.4.65)$$

onde, a_1 (kJ/kg) e a_2 (kJ/kg°C) são constantes, avaliadas continuamente pelo programa, através do seguinte procedimento:

$$a_1 = \frac{h_a^S(T_{w1}) T_{w0} - h_a^S(T_{w0}) T_{w1}}{T_{w0} - T_{w1}} \quad (3.4.66)$$

$$a_2 = \frac{h_a^S(T_{w0}) - h_a^S(T_{w1})}{T_{w0} - T_{w1}} \quad (3.4.67)$$

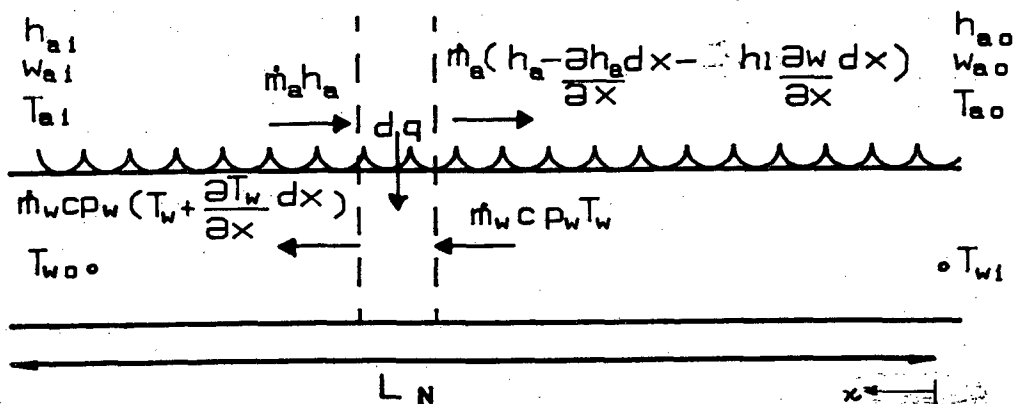


Figura 3.47 - Representação esquemática da serpentina completamente úmida.

De acordo com Threlkeld [24], a equação (3.4.65) pode ser empregada, para avaliar a entalpia do ar saturado em serpentinas de resfriamento e desumidificação sem introduzir erros significativos no processo de cálculo.

Fazendo um balanço de energia no ar, tem-se,

$$q = \dot{m}_a (h_{a1} - h_{a0}) \quad (3.4.68)$$

A entalpia do ar na seção de entrada, h_{a1} , não é fornecida como dado de entrada para o modelo. Desta maneira, esta quantidade é calculada, considerando a mistura de ar e vapor d'água como gás perfeito, em função da temperatura T_{a1} e da umidade absoluta w_{a1} , da seguinte forma:

$$h_{a1} = c_{pa} T_{a1} + w_{a1} (c_{ps} T_{a1} + h_l) \quad (3.4.69)$$

O balanço de energia no lado da água resulta em,

$$q = \dot{m}_w c_{pw} (T_{w1} - T_{w0}) \quad (3.4.70)$$

Substituindo a equação (3.4.65) na equação (3.4.68), obtém-se,

$$q = \frac{\dot{m}_w c_{pw}}{a_2} [h_a^S(T_{w1}) - h_a^S(T_{w0})] \quad (3.4.71)$$

O balanço de energia no volume de controle infinitesimal, indicado na Figura 3.47, produz as seguintes equações, para o ar

$$dq = \dot{m}_a dh_a + \dot{m}_a h_l dw \quad (3.4.72)$$

e para a água

$$dq = \dot{m}_w c_{pw} dT_w \quad (3.4.73)$$

Desprezando a última parcela da equação (3.4.72), que corresponde à energia associada ao condensado, substituindo a equação (3.4.65) na equação (3.4.73) e rearranjando, obtém-se,

$$\frac{dq}{\dot{m}_a} = dh_a \quad (3.4.74)$$

$$\frac{dq}{\dot{m}_w c_{pw}/a_2} = dh_a^S(T_w) \quad (3.4.75)$$

Diminuindo a equação (3.4.75) da equação (3.4.74), a seguinte equação é obtida,

$$dq \left[\frac{1}{\dot{m}_a} - \frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} \right] = d[h_a - h_a^S(T_w)] \quad (3.4.76)$$

Definindo um coeficiente global de transferência de calor, U_G , para a superfície úmida pode-se também escrever a seguinte expressão para dq , utilizando o conceito de potencial de entalpia.

$$dq = U_G dA_e [h_a - h_a^S(T_w)] \quad (3.4.77)$$

Substituindo a equação (3.4.77) na equação (3.4.76), rearranjando e integrando, obtém-se,

$$\int_{[h_{a0} - h_a^S(T_{w0})]}^{[h_{a1} - h_a^S(T_{w1})]} \frac{d[h_a - h_a^S(T_w)]}{h_a - h_a^S(T_w)} = U_G \int_0^{A_e} \left(\frac{1}{\dot{m}_a} - \frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} \right) dA_e \quad (3.4.78)$$

ou,

$$\left(\frac{1}{\dot{m}_a} - \frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} \right) = \frac{1}{U_G A_e} \ln \left[\frac{h_{a0} - h_a^S(T_{w1})}{h_{a1} - h_a^S(T_{w0})} \right] \quad (3.4.79)$$

Integrando a equação (3.4.76), obtém-se:

$$q \left(\frac{1}{\dot{m}_a} - \frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} \right) = h_{a0} - h_a^S(T_{w1}) - h_{a1} - h_a^S(T_{w0}) \quad (3.4.80)$$

Substituindo a equação (3.4.79) na equação (3.4.80), resulta:

$$q = U_G A_e \text{ DHLM} \quad (3.4.81)$$

onde, DHLM = $\frac{[h_{a0} - h_a^S(T_{w1})] - [h_{a1} - h_a^S(T_{w0})]}{\ln \left[\frac{h_{a0} - h_a^S(T_{w1})}{h_{a1} - h_a^S(T_{w0})} \right]}$ é a diferença média logarítmica de entalpia.

Resolvendo agora o sistema de equações formado pelas expressões (3.4.68), (3.4.71) e (3.4.81), cujas incógnitas são h_{a0} , h_{a1} e q , obtém-se:

$$q = h_{a1} - h_a^S(T_{w1}) \left[\frac{[\exp(\gamma_4) - 1]}{-\frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} + \frac{\exp(\gamma_4)}{\dot{m}_a}} \right] \quad (3.4.82)$$

$$\text{onde, } \gamma_4 = U_G A_e \left[\frac{1}{\dot{m}_a} - \frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} \right]$$

$$h_{a0} = h_{a1} - \frac{1/\dot{m}_a [\exp(\gamma_4) - 1] [h_{a1} - h_a^S(T_{w1})]}{-\frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} + \frac{\exp(\gamma_4)}{\dot{m}_a}} \quad (3.4.83)$$

$$h_a^S(T_{w0}) = h_a^S(T_{w1}) - [h_{a1} - h_a^S(T_{w1})] \frac{a_2/(\dot{m}_w c_{pw}) [\exp(\gamma_4) - 1]}{\frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} - \frac{\exp(\gamma_4)}{\dot{m}_a}} \quad (3.4.84)$$

Substituindo a equação (3.4.65) na equação (3.4.84), obtém-se a expressão para a temperatura da água, na saída da serpentina, em regime permanente,

$$T_{wo}^s = T_{wl} - (h_{a1} - a_1 - a_2 T_{wl}) \frac{a_2 / (\dot{m}_w c_{pw}) [\exp(\gamma_4) - 1]}{\frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} - \frac{\exp(\gamma_4)}{\dot{m}_a}} \quad (3.4.85)$$

A temperatura da superfície da serpentina na seção de entrada de ar pode agora ser calculada. Faz-se então um balanço de energia na seção de entrada de ar (ver Figura 3.47), sendo as resistências térmicas globais consideradas idênticas as resistências térmicas locais. Desta forma:

$$\frac{T_{nl} - T_{wo}}{Rt_d + Rt_k + Rt_F} = U_G A_e [h_{a1} - h_a^s(T_{wo})] \quad (3.4.86)$$

onde, $Rt_d = \frac{1}{H_d A_d}$,

$$Rt_k = \frac{D_e - D_d}{k A_d} \text{ e}$$

$$Rt_F = F / A_d$$

O parâmetro F é o fator de incrustação e T_{nl} é a temperatura da superfície da serpentina na seção de entrada do ar.

Substituindo a equação (3.4.65) na equação (3.4.86) pode-se obter a seguinte expressão para T_{nl} ,

$$T_{nl} = [1 - a_2 U_G A_e (Rt_d + Rt_k + Rt_F)] T_{wo} + U_G A_e (Rt_d + Rt_k + Rt_F) (h_{a1} - a_1) \quad (3.4.87)$$

O procedimento utilizado para determinar T_{nl} foi também utilizado para determinar a temperatura da superfície da serpentina na seção de saída do ar, T_{no} . Assim sendo, de uma forma similar à equação (3.4.87), tem-se,

$$T_{no} = [1 - a_2 U_G A_e (Rt_d + Rt_k + Rt_F)] T_{wl} + U_G A_e (Rt_d + Rt_k + Rt_F) (h_{ao} - a_1) \quad (3.4.88)$$

Assumiu-se, anteriormente, a serpentina como totalmente úmida para se determinar as temperaturas de sua superfície nas seções de entrada e saída de ar. De posse agora destas temperaturas, calculadas pelas equações (3.4.87) e (3.4.88), pode-se determinar em que condições se encontra realmente a serpentina. Se a serpenti-

na não se encontrar totalmente úmida, deve-se então utilizar os procedimentos para serpentina totalmente seca ou parcialmente úmida, mostrados a seguir. Entretanto, se a conclusão for que a serpentina está totalmente úmida, prossegue-se para calcular a temperatura do ar na seção de saída.

Um balanço de calor sensível no lado do ar é então realizado (ver Figura 3.47),

$$\frac{dT_a}{d\xi} = \frac{\psi_{NG} H_e A_e (T_a - T_n)}{\dot{m}_a c_{p_a}} \quad (3.4.89)$$

onde, $\psi_{NG} = 1 - \frac{A_m}{A_e} (1 - \varphi_G)$,
 $\xi = x / L_N$,

φ_G é a eficiência de aleta e A_m e A_e , representam respectivamente a área das aletas e a área total externa de transferência de calor.

Devido à impossibilidade de integração da equação (3.4.89), pois tanto T_a quanto T_n variam com ξ , Elmahdy [22] sugeriu a seguinte aproximação,

$$\frac{dT_a}{d\xi} \cong \frac{d(T_a - T_n)}{d\xi} \quad (3.4.90)$$

Substituindo a equação (3.4.90) na equação (3.4.89) e rearranjando-a para a integração, tem-se,

$$\int_{T_{a1} - T_{n1}}^{T_{a0}^s - T_{n0}} \frac{d(T_a - T_n)}{T_a - T_n} = -\gamma_5 \int_0^1 d\xi \quad (3.4.91)$$

Resolvendo esta integral, a temperatura do ar, em regime permanente, na seção de saída pode então ser obtida,

$$T_{a0}^s = T_{n0} + (T_{a1} - T_{n1}) \exp(-\gamma_5) \quad (3.4.92)$$

Como h_{a0}^s e T_{a0}^s são conhecidos, a umidade absoluta do ar na seção de saída, w_{a0}^s , pode agora ser calculada. Rearranjando a equação (3.4.69) e permutando os valores de entrada pelos valores de saída, obtém-se:

$$w_{a0}^s = \frac{h_{a0}^s - c_{p_a} T_{a0}^s}{c_{p_s} T_{a0}^s + h_l} \quad (3.4.93)$$

A resistência térmica global, baseada no potencial de entalpia, e na área total de transferência de calor, A_e , pode também ser expressa como uma soma das

resistências térmicas individuais, como mostrado a seguir,

$$\frac{1}{U_G A_e} = a_2 \left(R_{t_d} + R_{t_k} + R_{t_f} + \frac{c_{p_a}}{a_2} R_{t_{eG}} \right) \quad (3.4.94)$$

onde, $R_{t_{eG}} = \frac{1}{\psi_{NG} H_{eG} A_e}$

O coeficiente de convecção entre a água e a superfície interna dos tubos é calculado pela seguinte expressão, proposta por Elmahdy [22]. Tal equação é válida para número de Reynolds da água, baseado no diâmetro interno do tubo, maiores do que 3100,

$$h_d = 1,429 [1 + 0,0146 \bar{T}_w] V_w^{0,8} D_d^{-0,2} \quad (3.4.95)$$

onde, $\bar{T}_w = \frac{T_{w0} + T_{w1}}{2}$. As unidades de h_d , \bar{T}_w , V_w e D_d são, respectivamente, kW/m² °C, m/s, °C e m.

O coeficiente h_d (equação 3.4.95) deve ser avaliado iterativamente, pois o valor de T_{w0} é inicialmente desconhecido.

O fator de incrustação, de acordo com Clark [5], é considerado como constante e igual a 5×10^{-2} °C m²/kW.

O coeficiente de convecção entre o ar e a superfície úmida pode ser avaliado em função do coeficiente de convecção entre o ar e a superfície seca (Elmahdy [22]),

$$H_{eG} = (1425 - 0,0051 Re_a + 0,263 \times 10^{-6} Re_a^2) H_{eQ} \quad (3.4.96)$$

onde, $Re_a = \frac{\dot{m}_a Dh_N}{A_{min} \mu_a}$ e

$$Dh_N = \frac{4 A_{min}}{A_e / S_N}$$

O coeficiente H_{eQ} é calculado pela seguinte expressão fornecida por Kays e London [25],

$$H_{eQ} = \frac{\dot{m}_a}{A_{min}} c_{p_a} \gamma_6 Re_a^{\gamma_7} Pr_a^{-2/3} \quad (3.4.97)$$

Os coeficientes γ_6 e γ_7 são avaliadas das expressões obtidas de Elmahdy e Biggs [26],

$$\gamma_6 = 0,159 \left[\frac{\delta_m}{(Dt_e - D_m)/2} \right]^{0,141} \left[\frac{Dh_N}{\delta_m} \right]^{0,065} \quad (3.4.98)$$

$$\gamma_7 = -0,323 \left[\frac{\delta_m}{(D_e - D_m)/2} \right]^{0,049} \left[\frac{\delta_f}{\delta_m} \right]^{0,077} \quad (3.4.99)$$

Estas expressões são válidas apenas para serpentinas com distribuição de tubos tipo quincôncio, com 4 ou mais fileiras de tubos com aletas circulares ou contínuas e com número de Reynolds do ar entre 200 e 2000. As aletas contínuas são tratadas como aletas circulares equivalentes [24], como indicado na Figura 3.48,

$$D_m = 2 \sqrt{\frac{S_x S_y}{\pi}} \quad (3.4.100)$$

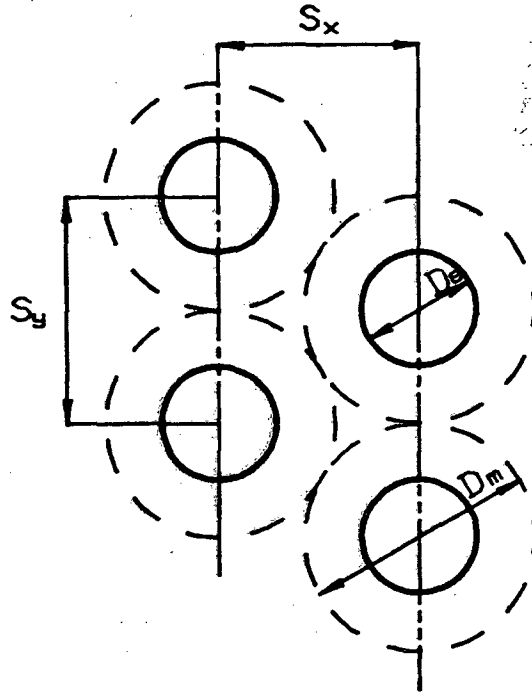


Figura 3.48 - Distribuição de tubos do tipo quincôncio mostrando a equivalência entre aletas contínuas e circulares.

A eficiência de transferência de calor da superfície externa úmida, ψ_{NG} , é calculada pela seguinte expressão,

$$\psi_{NG} = \exp(c_1) [FS]^{c_2} [w_{a1} - w_a^s(T_{no})]^{c_3} \phi^{c_4} \quad (3.4.101)$$

onde, $FS = cp_a (T_{a1} - T_{no}) / [h_{a1} - h_a^s(T_{no})]$

$$\phi = \frac{D_e - D_m}{2} \sqrt{\frac{2 H_{eG}}{k_m \delta_m}}$$

Os coeficientes c_1 a c_4 são mostrados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Valores dos coeficientes da equação (3.4.101)

c_1	c_2	c_3	c_4	Faixa de T_{a1}
-0,41718	0,09471	0,01080	-0,50303	$> 26,67^\circ\text{C}$
-0,35740	0,16081	0,01995	-0,52951	$< 26,67^\circ\text{C}$

b) Serpentina Completamente Seca

A Figura 3.49 mostra uma representação esquemática da serpentina completamente seca. Nesta situação, a transferência de calor ocorre somente na forma sensível.

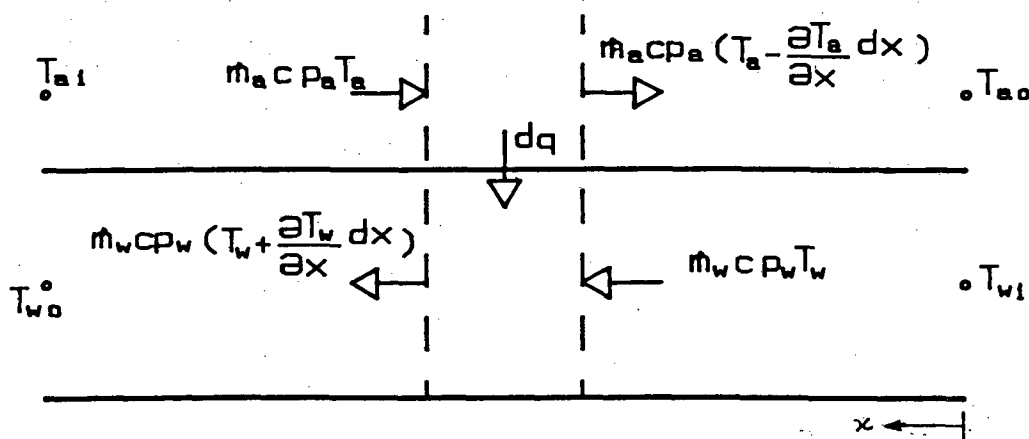


Figura 3.49 - Representação esquemática da serpentina completamente seca.

Um balanço de energia no ar fornece a seguinte equação:

$$q = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a1} - T_{ao}) \quad (3.4.102)$$

O balanço de energia na água proporciona,

$$q = \dot{m}_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (3.4.103)$$

O calor total transferido do ar para a água pode também ser obtido a partir da definição de diferença média logarítmica de temperatura (ver equação (3.4.81).

$$q = U_0 A_e \text{DTLM} \quad (3.4.104)$$

$$\text{onde, DTLM} = \frac{[T_{ao} - T_{al}] - [T_{al} - T_{wo}]}{\ln \left[\frac{T_{ao} - T_{wl}}{T_{al} - T_{wo}} \right]}$$

Resolvendo o sistema de equações formado pelas equações (3.4.102), (3.4.103) e (3.4.104), cujas incógnitas são T_{ao} , T_{wo} e q , obtém-se,

$$q = (T_{al} - T_{wl}) \frac{\frac{\exp(\gamma_g) - 1}{-1} + \frac{\exp(\gamma_g)}{\dot{m}_a c_{pa}}}{\frac{\exp(\gamma_g) - 1}{-1} + \frac{\exp(\gamma_g)}{\dot{m}_w c_{pw}}} \quad (3.4.105)$$

$$\text{onde, } \gamma_g = U_0 A_e \left(\frac{1}{\dot{m}_a c_{pa}} - \frac{1}{\dot{m}_w c_{pw}} \right)$$

$$T_{ao}^s = T_{al} - (T_{al} - T_{wl}) \frac{\frac{1/\dot{m}_a c_{pa} [\exp(\gamma_g) - 1]}{-1} + \frac{\exp(\gamma_g)}{\dot{m}_a c_{pa}}}{\frac{\exp(\gamma_g) - 1}{-1} + \frac{\exp(\gamma_g)}{\dot{m}_w c_{pw}}} \quad (3.4.106)$$

$$T_{wo}^s = T_{wl} - (T_{al} - T_{wl}) \frac{\frac{1/\dot{m}_w c_{pw} [\exp(\gamma_g) - 1]}{1} - \frac{\exp(\gamma_g)}{\dot{m}_a c_{pa}}}{\frac{1}{\dot{m}_w c_{pw}} - \frac{\exp(\gamma_g)}{\dot{m}_a c_{pa}}} \quad (3.4.107)$$

A resistência térmica global para a região seca, baseada na área externa da serpentina, A_e , é expressa como a soma das resistências térmicas individuais, como mostra a equação a seguir,

$$\frac{1}{U_0 A_e} = (Rt_d + Rt_k + Rt_F + Rt_{eQ}) \quad (3.4.108)$$

$$\text{onde, } Rt_{eQ} = \frac{1}{\psi_{NQ} H_{eQ} A_e}$$

As resistências Rt_d , Rt_k e Rt_F , assim como também o coeficiente H_{eQ} , são calculados da mesma forma que na região úmida.

O coeficiente ψ_{NQ} , o qual representa a eficiência de transferência de calor da superfície externa seca, é expresso em função da eficiência de aleta, da área das aletas e da área total de transferência de calor externa,

$$\psi_{NQ} = 1 - \frac{A_s}{A_e} (1 - \varphi_{mQ}) \quad (3.4.109)$$

O cálculo da eficiência de aleta seca, φ_m , é feito analiticamente, considerando a aleta como circular e ainda as seguintes hipóteses simplificativas:

- regime estacionário;
- condutividade térmica da aleta constante;

- temperatura da base da aleta constante;
- condução unidimensional na direção radial;
- transferência de calor pela aresta da aleta desprezível;
- temperatura da corrente de ar uniforme;
- coeficiente de convecção entre a superfície externa e o ar é considerado constante e

- aletas contínuas equivalentes a aletas circulares;

A Figura 3.50 mostra a aleta circular em corte, indicando os fluxos de calor envolvidos.

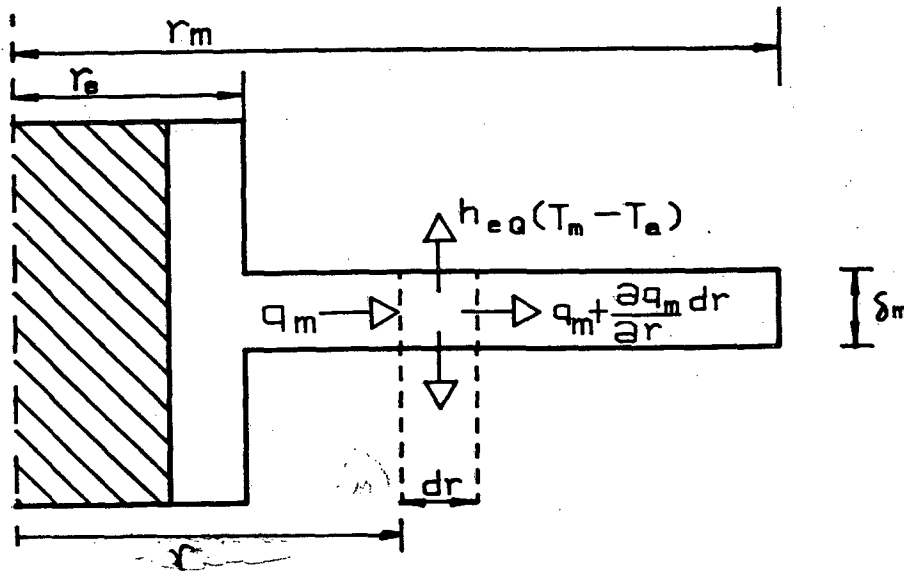


Figura 3.50 - Seção transversal de uma aleta circular.

Um balanço de energia no volume de controle infinitesimal, indicado na Figura 3.50, fornece a seguinte expressão,

$$-q_m - r \frac{\partial q_m}{\partial r} - \frac{2 H_{e0} r}{\delta_m} (T_m - T_a) = 0 \quad (3.4.110)$$

Utilizando a lei de Fourier na equação (3.4.110), tem-se,

$$\frac{\partial T_m}{\partial r} + r \frac{\partial^2 T_m}{\partial r^2} - \frac{2 H_{e0} r}{k \delta_m} (T_m - T_a) = 0 \quad (3.4.111)$$

ou ainda,

$$r^2 \frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} + r \frac{\partial \Psi}{\partial r} - r^2 \kappa^2 \Psi = 0 \quad (3.4.112)$$

onde, $\Psi = T_m - T_a$ e

$$\kappa = \sqrt{2 H_{e0} / k \delta_m}$$

A equação anterior está sujeita às seguintes condições de contorno,

$$\Psi_m(r=D_e/2) = \Psi_{Bm} \quad (3.4.113)$$

$$\left. \frac{\partial \Psi_m}{\partial r} \right|_{r=D_e/2} = 0 \quad (3.4.114)$$

Resolvendo a equação diferencial (3.4.112), o seguinte perfil de temperatura na aleta é obtido,

$$\Psi_m = \Psi_{Bm} \frac{I_1(\kappa r_m) K_0(\kappa r) + K_1(\kappa r_m) I_0(\kappa r)}{I_1(\kappa r_m) K_0(\kappa r_e) + K_1(\kappa r_m) I_0(\kappa r_e)} \quad (3.4.115)$$

onde, I_n é a função modificada de Bessel de primeira classe de ordem n e K_n é a função modificada de Bessel de segunda classe de ordem n .

A eficiência de aleta é definida como sendo a razão entre o fluxo de calor efetivamente trocado pela aleta e o fluxo de calor que a aleta trocava se toda aleta estivesse na temperatura da sua base. Desta forma,

$$\varphi_0 = \frac{-k 2\pi r_e \delta_m \left. \frac{\partial \Psi_m}{\partial r} \right|_{r=r_e}}{2\pi H_e (T_{Bm} - T_a) (r_m^2 - r_e^2)} \quad (3.4.116)$$

Calculando a derivada do perfil de temperatura Ψ_m na base da aleta e substituindo na equação (3.4.116), obtém-se a seguinte expressão para a eficiência de aleta seca,

$$\varphi_0 = \frac{4 D_e}{\kappa(D_m^2 - D_e^2)} \frac{I_1(\kappa D_m/2) K_1(\kappa D_e/2) - I_1(\kappa D_e/2) K_1(\kappa D_m/2)}{I_0(\kappa D_e/2) K_1(\kappa D_m/2) + I_1(\kappa D_m/2) K_0(\kappa D_e/2)} \quad (3.4.117)$$

Considerando que a simulação é de natureza dinâmica, a eficiência de aleta deverá ser calculada em cada intervalo de tempo da simulação. Para reduzir o tempo de C.P.U., um polinômio de 4ª ordem é ajustado, a partir dos valores da equação (3.4.117), na primeira iteração do programa. A seguinte expressão é então obtida, para uma razão D_m/D_e constante, e utilizada nas restantes iterações do programa,

$$\varphi_0 = f_1 + f_2 X + f_3 X^2 + f_4 X^3 + f_5 X^4 \quad (3.4.118)$$

onde, $X = \left(\frac{D_m - D_e}{2} \right) \kappa$

c) Serpentina Parcialmente Úmida

A representação da serpentina parcialmente úmida pode ser visualizada na Figura 3.51.

Os modelos desenvolvidos para serpentinas completamente úmida e completamente seca são agora acoplados, resultando no modelo de serpentina parcialmente úmida.

A interface entre as porções seca e úmida, ponto x da Figura 3.51, é determinado pela localização do ponto onde a temperatura da superfície externa da serpentina é igual a temperatura de orvalho do ar.

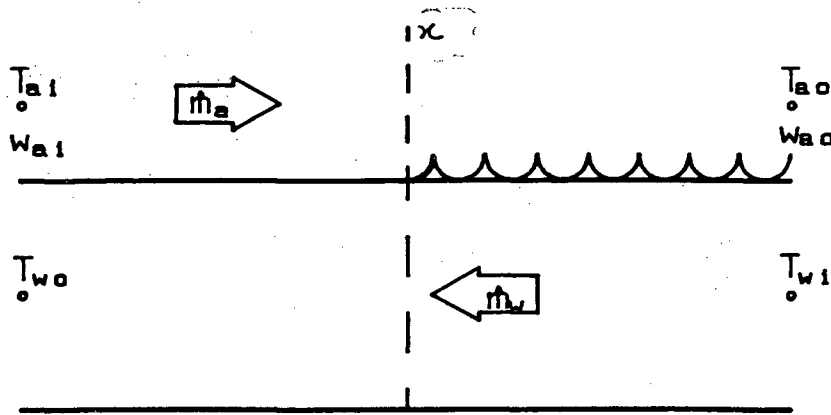


Figura 3.51 - Representação da serpentina parcialmente úmida.

Com este objetivo, determinam-se as condições do ar e da água na interface, utilizando as equações (3.4.106) e (3.4.85),

$$T_{ax}^s = T_{a1} - (T_{a1} - T_{wx}) \frac{1/\dot{m}_a c_{pa} [\exp(\gamma_8) - 1]}{\frac{-1}{\dot{m}_w c_{pw}} + \frac{\exp(\gamma_8)}{\dot{m}_a c_{pa}}} \quad (3.4.119)$$

$$T_{wx}^s = T_{w1} - (h_{ax} - a_1 - a_2 T_{w1}) \frac{a_2/(\dot{m}_w c_{pw}) [\exp(\gamma_4) - 1]}{\frac{a_2}{\dot{m}_w c_{pw}} - \frac{\exp(\gamma_4)}{\dot{m}_a}} \quad (3.4.120)$$

Sabendo que a variação de calor total é igual à variação de calor sensível no ar, na região seca, pode-se obter o valor de h_{ax} ,

$$h_{ax} = c p_a (T_{al} - T_{ax}) + h_{al} \quad (3.4.121)$$

A obtenção dos valores das variáveis T_{ax} , T_{wl} e h_{ax} é conseguida resolvendo o sistema de equações formado pelas expressões (3.4.119), (3.4.120) e (3.4.121).

Faz-se agora um balanço de energia na interface x, considerando que as resistências térmicas locais são idênticas às resistências térmicas globais. Este ponto é considerado como localizado na porção seca,

$$\frac{T_{nx} - T_{wx}}{Rt_d + Rt_k + Rt_f} = U_0 A_{e0} (T_{ax} - T_{wx}) \quad (3.4.122)$$

Finalmente rearranjando a equação (3.4.122), obtém-se a temperatura superficial da serpentina na interface x,

$$T_{nx} = T_{wx} + (Rt_d + Rt_k + Rt_f) U_0 A_{e0} (T_{ax} - T_{wx}) \quad (3.4.123)$$

Um método iterativo aproximado é então proposto para encontrar as áreas das regiões seca e úmida.

Inicialmente estima-se a área externa da porção úmida. Em seguida a mesma é ajustada assumindo que existe uma relação linear direta entre a diferença na área resultante de duas iterações sucessivas e a diferença correspondente na temperatura da superfície da serpentina, como mostrado a seguir,

$$\frac{A_{eG}^{1+1} - A_{eG}^{1-1}}{A_{eG}^{1-1} - A_{eG}^1} = \frac{T_{ol} - T_{nx}^{1-1}}{T_{nx}^{1-1} - T_{nx}^1} \quad (3.4.124)$$

As condições do ar e da água na saída da serpentina são avaliadas, conhecendo as condições na interface x.

A entalpia do ar na seção de saída é conhecida a partir da equação (3.4.83),

$$h_{ao} = h_{ax} - \frac{1/\dot{m}_a [\exp(\gamma_4) - 1] [h_{ax} - h_a^S(T_{wx})]}{\frac{-a_2}{\dot{m}_w c p_w} + \frac{\exp(\gamma_4)}{\dot{m}_a}} \quad (3.4.125)$$

A temperatura da superfície externa da serpentina na seção de saída do ar é obtida a partir da equação (3.4.88),

$$T_{no} = [1 - a_2 U_G A_{eG} (Rt_d + Rt_k + Rt_f)] T_{wx} + U_G A_{eG} (Rt_d + Rt_k + Rt_f) (h_{ao} - a_1) \quad (3.4.126)$$

A temperatura do ar na seção de saída do ar é obtida a partir da equação (3.4.92),

$$T_{ao}^s = T_{no} + (T_{ax} - T_{nx}) \exp(-\gamma_5) \quad (3.4.127)$$

A temperatura da água na seção de saída é obtida a partir da equação (3.4.107),

$$T_{wo}^s = T_{wx} - (T_{ax} - T_{wx}) \frac{1/\dot{m}_w cp_w [\exp(\gamma_8) - 1]}{\frac{1}{\dot{m}_w cp_w} - \frac{\exp(\gamma_8)}{\dot{m}_a cp_a}} \quad (3.4.128)$$

O programa HVACSIM⁺ propõe ainda o cálculo do calor sensível, latente e total, retirado do ar,

$$q_{sens} = \dot{m}_a cp_a (T_{al} - T_{ao}^s) \quad (3.4.129)$$

$$q_{tot} = \dot{m}_a (h_{al} - h_{ao}^s) \quad (3.4.130)$$

$$q_l = q_{tot} - q_{sens} \quad (3.4.131)$$

A umidade absoluta na saída da serpentina pode ser obtida da equação (3.4.93).

O modelo em regime transiente é agora atrasado em relação ao modelo em regime permanente pela seguinte equação diferencial,

$$\frac{dT_{wo}}{dt} = \frac{T_{wo}^s - T_{wo}}{\tau_N} \quad (3.4.132)$$

$$\frac{dT_{ao}}{dt} = \frac{T_{ao}^s - T_{ao}}{\tau_N} \quad (3.4.133)$$

$$\frac{dw_{ao}}{dt} = \frac{w_{ao}^s - w_{ao}}{\tau_N} \quad (3.4.134)$$

$$\text{onde, } \tau_N = \frac{Ct_N}{U_N A_e},$$

$$U_N A_e = U_G A_{eG} + U_Q A_{eQ} \text{ (serpentina parcialmente úmida)}$$
$$U_N A_e = U_G A_e \text{ (serpentina totalmente úmida) e}$$
$$U_N A_e = U_Q A_e \text{ (serpentina completamente seca) .}$$

A solução das equações (3.4.132), (3.4.133) e (3.4.134) proporciona a obtenção de T_{wo} , T_{ao} e w_{ao} .

Comparações, em regime permanente, do modelo matemático apresentado com, resultados experimentais, obtidos por Elmahdy [22], são mostrados a seguir.

Tais testes foram realizados numa serpentina com 8 filas de tubos. Os parâmetros geométricos desta serpentina são apresentados na Figura 3.52. Os tubos são de cobre e as aletas de alumínio.

As condições do ar e da água na entrada da serpentina são mostradas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Condições do ar e da água na entrada da serpentina.

Teste nº	\dot{m}_a (kg/s)	\dot{m}_w (kg/s)	Condições de Entrada			Condição da Superfície
			T_{ai} (°C)	w_{ai} (g/kg)	T_{wi} (°C)	
1	0,99625	2,3097	37,22	11,875	8,44	seca/úmida
2	1,83510	2,2681	29,28	11,000	8,50	seca/úmida

Os resultados obtidos para as condições de saída estão apresentados na Tabela 3.3.

Como pode ser observado os resultados do modelo matemático apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais, mostrando a eficiência do método empregado, em regime permanente. Elmahdy [22] apresenta outras comparações, também com boa concordância.

Clark [5] apresenta comparações do presente modelo em regime transiente com resultados experimentais, e confirma a sua eficiência também em regime transiente.

Tabela 3.3 - Comparação entre resultados calculados e experimentais.

Teste nº	T_{ao} (°C)		w_{ao} (g/kg)		T_{wo} (°C)		q_{sens} (kW)		q_{tot} (kW)	
	num.	exp.	num.	exp.	num.	exp.	num.	exp.	num.	exp.
1	11,44	12,22	8,18	8,40	12,13	11,94	26,14	24,32	35,67	33,79
2	13,71	14,00	8,92	9,20	12,60	12,44	29,06	28,22	38,93	37,40

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.16.

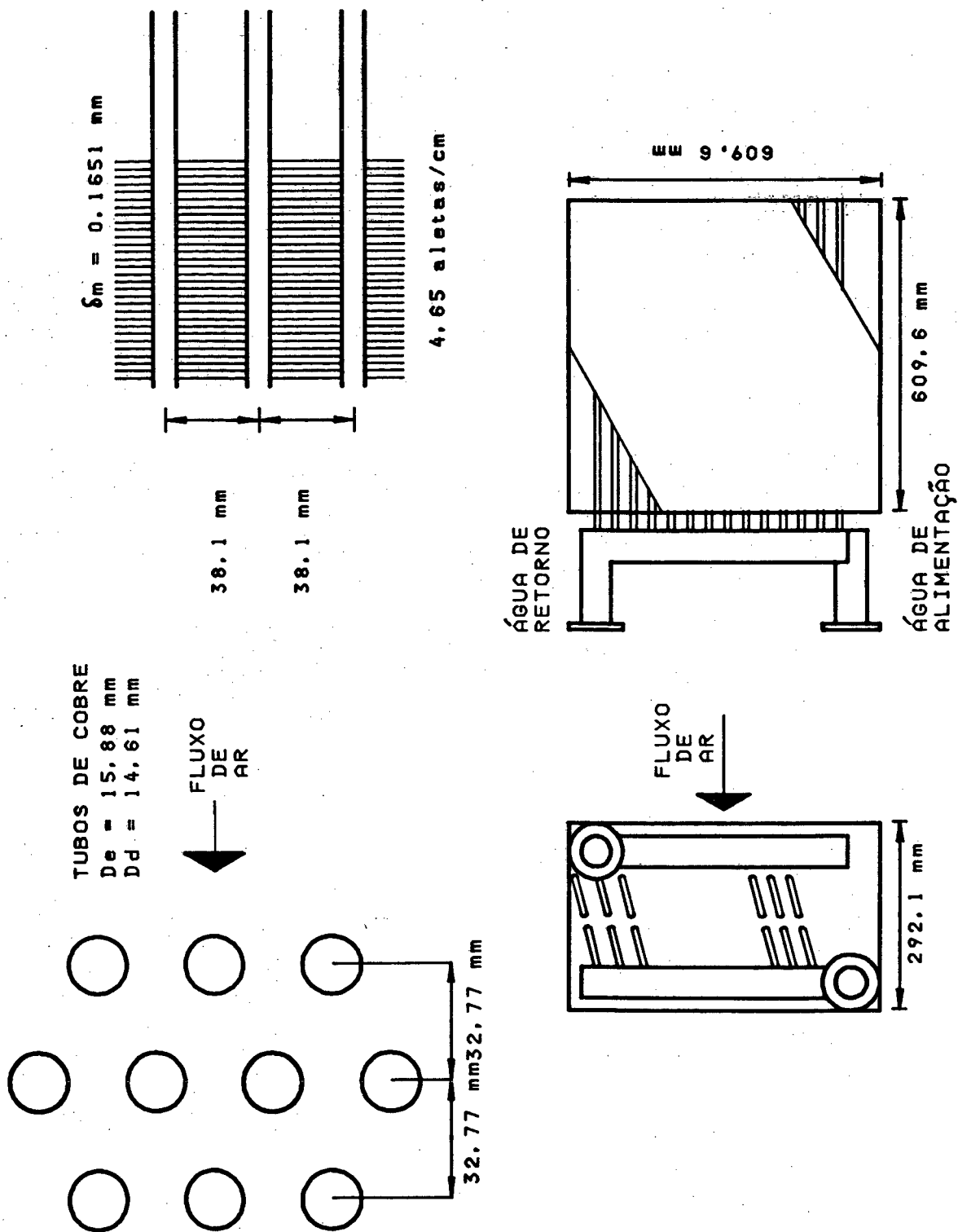


Figura 3.52 - Dados geométricos da serpentina testada.

3.4.4 - Umidificador Evaporativo

Durante o inverno, frequentemente faz-se necessário o processo de umidificação.

Este modelo de umidificador pode ser representado por uma corrente de ar escoando sobre um filme de água. Como resultado, ocorre um aumento de umidade e uma diminuição de temperatura do ar.

Modelação Matemática

Considere a Figura 3.53, onde os fluxos de energia são mostrados num volume de controle infinitesimal.

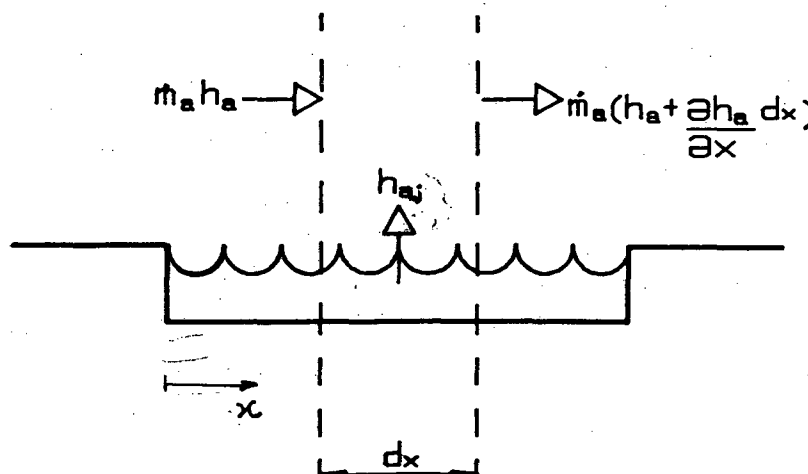


Figura 3.53 - Fluxos de energia no ar num volume de controle infinitesimal.

Na Figura 3.53 $h_{a,j}$ é a entalpia do ar saturado na temperatura da água.

As seguintes hipóteses simplificativas são admitidas neste processo de umidificação:

- processo adiabático;
- o processo ocorre ao longo de uma linha de temperatura de bulbo úmido constante;
- temperatura da água constante, uniforme e igual à temperatura de bulbo úmido do ar;
- não há queda de pressão no processo;
- a transferência de calor total pode ser aproximada pelo potencial de entalpia;

- a transferência de energia da água para o ar é feita sem qualquer inércia (regime permanente);
- mistura ar e água considerada como um gás perfeito e
- calor específico a pressão constante do ar constante.

Através de um balanço de energia no volume de controle, indicado na Figura 3.53 e fazendo uso do conceito de potencial de entalpia, obtém-se:

$$\frac{dh_a}{dx} = \frac{H_u A_u}{L_u} (h_{aw} - h_a) \quad (3.4.135)$$

A integração da equação (3.4.135) ao longo do comprimento, considerando h_{aw} constante,

$$\int_{h_{a1}}^{h_{a0}} \frac{dh_a}{h_{aw} - h_a} = \int_0^{L_u} \frac{H_u A_u}{L_u} dx \quad (3.4.136)$$

proporciona a equação a seguir,

$$h_{a0} - h_{a1} = (h_{aj} - h_{a1}) [1 - \exp(-\alpha_1)] \quad (3.4.137)$$

$$\text{onde, } \alpha_1 = \frac{H_u A_u}{\dot{m}_a c_{p_a}}$$

Fazendo agora um balanço de energia global no umidificador, tem-se,

$$h_{a0} - h_{a1} = h_w (w_{a0} - w_{a1}) \quad (3.4.138)$$

onde, h_w é a entalpia da água no estado líquido.

Num processo de saturação do ar, a equação (3.4.138) assume a seguinte forma,

$$h_{aj} - h_{a1} = (w_{a0}^s - w_{a1}) h_w \quad (3.4.139)$$

onde, w_{a0}^s é a umidade absoluta do ar saturado na saída do umidificador.

Substituindo a equação (3.4.138) e (3.4.139) na equação (3.4.137), obtém-se a seguinte expressão para a umidade absoluta do ar na saída do umidificador,

$$w_{a0} = w_{a1} + (w_{a0}^s - w_{a1}) [1 - \exp(\alpha_1)] \quad (3.4.140)$$

A umidade absoluta do ar saturado na saída do umidificador é avaliada da

sua própria definição:

$$w_{ao}^S = \frac{0,62198 p_S^S(T_w)}{p_{atm} - p_S^S(T_w)} \quad (3.4.141)$$

onde, p_{atm} é a pressão atmosférica e $p_S^S(T_w)$ é a pressão de saturação do vapor d'água avaliada na temperatura da água. A pressão de saturação em função da temperatura é avaliada a partir de uma equação polinomial obtida da ASHRAE [23].

Sabendo que o processo é de saturação adiabática, a temperatura de bulbo úmido é constante ao longo do processo e igual à temperatura da água. Pode-se, assim, avaliar a temperatura da água a partir das condições do ar na entrada do umidificador. Considerando ainda que as linhas de entalpia na carta psicrométrica são praticamente coincidentes com as linhas de temperatura de bulbo úmido, pode-se avaliar a temperatura da água conhecendo apenas a entalpia do ar na entrada do umidificador (Clark [5]). A equação a seguir pode então ser obtida, empregando uma regressão linear aos dados fornecidos pela ASHRAE [23].

$$T_w = b_1 + b_2 \ln[h_{a1} + 100] + b_3 \ln^2[h_{a1} + 100] + b_4 \ln^3[h_{a1} + 100] + b_5 \ln^4[h_{a1} + 100] + b_6 \ln^5[h_{a1} + 100] - 273.15 \quad (3.4.142)$$

onde, $b_1 = 22739,36$
 $b_2 = -22264,39$
 $b_3 = 8677,7739$
 $b_4 = -1671,397$
 $b_5 = 159,7055$
 $b_6 = -6,067814$

A unidade da entalpia específica, na equação (3.4.142), deve ser kJ/kg de ar seco, para que o resultado de T_w seja expresso em °C. A equação (3.4.142) é válida na faixa de -20°C a 50°C. A maior diferença observada entre os valores calculados pela equação (3.4.142) e os valores tabelados pela ASHRAE [23] foi de 0,08°C na temperatura de 0°C.

O termo h_{a1} é avaliado a partir da equação (3.2.51) reproduzida a seguir,

$$h_{a1} = c_{p_a} T_{a1} + w_{a1} h_{S1}^S \quad (3.4.143)$$

onde, h_{S1}^S é a entalpia do vapor d'água na entrada do umidificador e é determinada a partir da equação de estado (3.2.57), também reproduzida a seguir.

$$h_{s1}^s = 2501 + 1,805 T_{a1} \quad (3.4.144)$$

sendo h_{s1}^s em kJ/kg e T_{a1} em °C.

Substituindo a equação (3.4.144) na equação (3.4.143), obtém-se,

$$h_{a1} = (1,805 w_{a1} + c_{pa}) T_{a1} + 2501 w_{a1} \quad (3.4.145)$$

Como o processo é adiabático a variação de calor sensível é igual à variação de calor latente, ou seja,

$$c_{pa} (T_{a1} - T_{a0}) = h_l (w_{a0} - w_{a1}) \quad (3.4.146)$$

onde, h_l é o calor latente de vaporização da água, o qual é assumido como constante e igual a 2448,75 kJ/kg (avaliado a 22°C).

Rearranjando a equação (3.4.146), obtém-se a seguinte expressão para a temperatura do ar na saída do umidificador,

$$T_{a0} = T_{a1} - \frac{(w_{a0} - w_{a1})}{c_{pa}} h_l \quad (3.4.147)$$

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implementação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.17.

3.4.5 - Injetor de Vapor

O objetivo deste equipamento é umidificar o ar, através da injeção de vapor d'água.

O modelo matemático se propõe a avaliar a umidade absoluta e a temperatura do ar na saída do injetor.

Modelação Matemática

As hipóteses simplificativas para o desenvolvimento deste modelo matemático são:

- regime permanente;
- todo vapor injetado é absorvido pelo ar até o limite da umidade absoluta de saturação, considerando uma eficiência de saturação;
- escoamento incompressível e unidimensional e
- ar e vapor d'água são considerados como gás perfeito.

Fazendo um balanço de massa de vapor d'água, sob as hipóteses simplificativas mencionadas, obtém-se (ver Figura 3.54),

$$\dot{m}_a w_{a1} + \dot{m}_s = \dot{m}_a w_{ao} \quad (3.4.148)$$

onde, \dot{m}_a é o fluxo de massa de ar seco.

Pode-se então obter, da equação (3.4.148), a umidade absoluta do ar na saída do injetor,

$$w_{ao} = w_{a1} + \dot{m}_s / \dot{m}_a \quad (3.4.149)$$

Contudo, a umidade absoluta do ar é limitada a um determinado valor. Este valor é a umidade absoluta do ar saturado, avaliada na temperatura do ar na saída do injetor, multiplicada por uma eficiência de saturação. Tal eficiência é definida como,

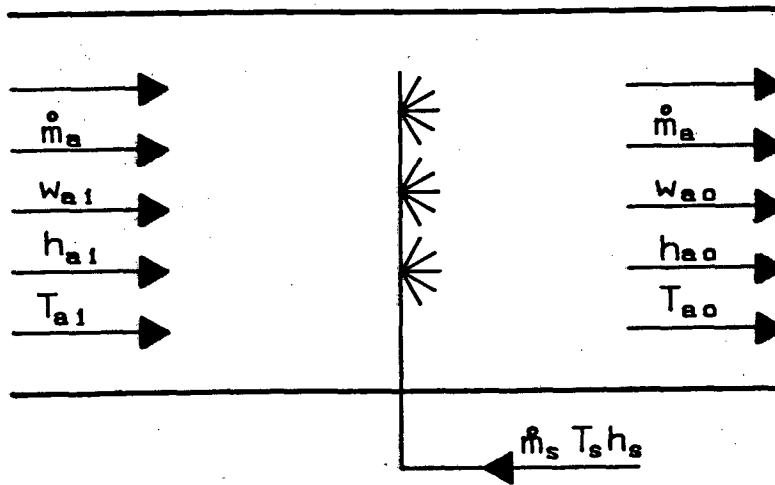


Figura 3.54 - Representação esquemática do injetor.

$$\eta_U^S = \frac{w_{ao}}{w_{ao}^S} \quad (3.4.150)$$

A máxima umidade absoluta obtida neste processo, de acordo com a equação (3.4.150), será portanto:

$$(w_{ao})_{\max} = \eta_U^S w_{ao}^S \quad (3.4.151)$$

onde, η_U^S é um parâmetro fixo para o injetor.

Considerando que neste tipo de aplicação é possível saturar completamente o ar, o valor adotado para η_U^S será sempre constante e igual a unidade.

A umidade absoluta do ar saturado pode ser avaliada pela seguinte expressão,

$$w_{ao}^s = 0,62198 \frac{p_s^s(T_{ao})}{p_{atm} - p_s^s(T_{ao})} \quad (3.4.152)$$

onde, $p_s^s(T_{ao})$ é a pressão do vapor d'água saturado na temperatura do ar na saída do injetor. A expressão da pressão do vapor d'água saturado em função da temperatura é avalida a partir de uma equação polinomial obtida de ASHRAE [16].

A temperatura do ar na saída do injetor pode ser obtida através de um balanço de energia:

$$\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_s h_s = \dot{m}_a h_{ao} \quad (3.4.153)$$

Sendo o ar e o vapor d'água considerados como gases perfeitos, pode-se escrever as seguintes expressões para as entalpias,

$$h_a = c_{p_a} T_a + w_a (c_{p_s} T_a + h_l) \quad (3.4.154)$$

$$h_s = c_{p_s} T_s + h_l \quad (3.4.155)$$

onde, h_l é o calor latente de vaporização da água, considerado como constante.

Substituindo agora as equações (3.4.154) e (3.4.155) na equação (3.4.153), obtém-se,

$$\dot{m}_a [c_{p_a} T_{a1} + w_{a1} (c_{p_s} T_{a1} + h_l)] + \dot{m}_s (c_{p_s} T_s + h_l) = \dot{m}_a [c_{p_a} T_{ao} + w_{ao} (c_{p_s} T_s + h_l)] \quad (3.4.156)$$

Rearranjando a equação (3.4.156), tem-se,

$$\begin{aligned} \dot{m}_a c_{p_a} (T_{a1} - T_{ao}) + \dot{m}_s c_{p_s} T_s + \\ (\dot{m}_a w_{a1} + \dot{m}_s - \dot{m}_a w_{ao}) h_l + \\ \dot{m}_a (w_{a1} c_{p_s} T_{a1} - w_{ao} c_{p_s} T_{ao}) = 0 \end{aligned} \quad (3.4.157)$$

Pode ser observado que o termo que multiplica h_l na equação (3.4.157) é igual a zero, de acordo com a equação da conservação da massa (3.4.148).

Substituindo w_{ao} pela equação (3.4.149), na equação (3.4.157), obtém-se a seguinte expressão para T_{ao} ,

$$T_{ao} = \frac{\dot{m}_a (c_{p_a} + w_{a1} c_{p_s}) T_{a1} + \dot{m}_s c_{p_s} T_s}{\dot{m}_a (c_{p_a} + w_{a1} c_{p_s}) + \dot{m}_s c_{p_s}} \quad (3.4.158)$$

No entanto, se w_{ao} calculado pela equação (3.4.149) for maior do que $(w_{ao})_{max}$, um procedimento iterativo deve ser adotado para calcular T_{ao} . Neste caso $(w_{ao})_{max}$ é dependente de T_{ao} que depende de $(w_{ao})_{max}$.

$$T_{ao} = \frac{\dot{m}_a (cp_a + w_{a1} cp_s) T_{a1} + \dot{m}_s cp_s T_s}{\dot{m}_a [cp_a + (w_{ao})_{max} cp_s]} \quad (3.4.159)$$

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.18.

3.5 - Ambiente Climatizado

A modelação do ambiente condicionado é uma parte importante no projeto de instalações de condicionamento de ar.

O objetivo desta seção é modelar matematicamente o comportamento da temperatura e da umidade absoluta no interior do ambiente climatizado, o que é feito através das equações da conservação da energia e da massa.

O modelo a ser apresentado é simplificado, quando comparado com outros programas de análise térmica de edificações. Neste trabalho a atenção foi direcionada para os equipamentos, deixando a implementação de modelos mais sofisticados de análise de ambientes para uma etapa futura.

Modelação Matemática

Para a avaliação da temperatura dois domínios são considerados: um com estratificação de temperatura do ar, próximo à região de insuflamento, e outro com temperatura do ar constante, próximo à região de retorno Clark [5], como mostra a Figura 3.55.

Faz-se, inicialmente, um balanço de energia na região estratificada, considerando as seguintes hipóteses simplificativas:

- a temperatura do ar nesta região varia com a altura y ;
- a transferência de calor latente é desprezada;
- o calor transferido das paredes e das massas internas para esta região é proporcional à massa de ar nesta região;
- a temperatura das paredes e massas internas é considerada uniforme;
- escoamento incompressível e
- regime permanente.

A seguinte expressão é então obtida,

$$\dot{m} L_s c_{p_a} \frac{dT_s(y)}{dy} = (1 - j) [H_W A_W (T_W - T_s(y)) + H_J A_J (T_J - T_s(y))] \quad (3.5.1)$$

onde, j é a fração de ar misturado.

Rearranjando e integrando a equação (3.5.1) desde a entrada até a posição y ,

$$\int_{T_{a1}}^{T_s(y)} \frac{dT_s(y)}{dy} = \int_0^y \frac{(1 - j) (H_J A_J - H_W A_W)}{\dot{m} c_{p_a} L_s} \left[T_s(y) - \frac{H_W A_W T_W + H_J A_J T_J}{H_J A_J + H_W A_W} \right] dy \quad (3.5.2)$$

obtém-se,

$$T_s(y) = T_{aux} - (T_{aux} - T_{a1}) \exp(-b y / L_s) \quad (3.5.3)$$

onde, $b = \frac{H_W A_W + H_J A_J}{\dot{m} c_{p_a}} (1 - j)$ e $T_{aux} = \frac{H_W A_W T_W + H_J A_J T_J}{H_J A_J + H_W A_W}$

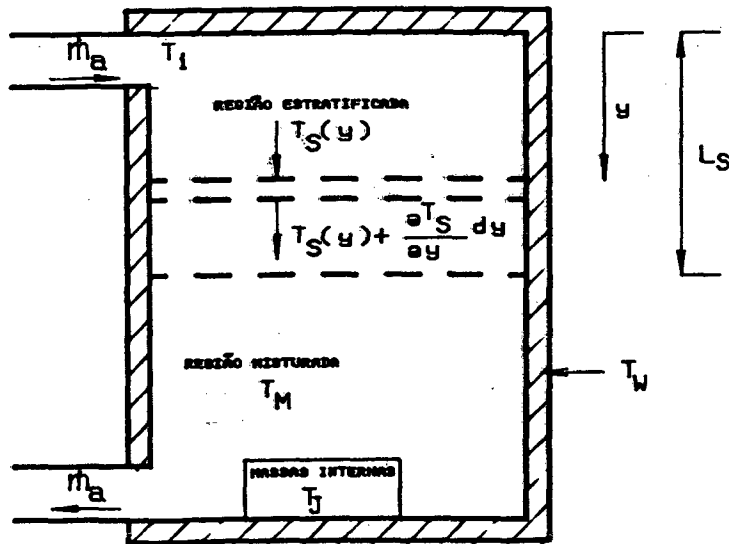


Figura 3.55 - Esquema do ambiente climatizado.

Calculando a temperatura média em regime permanente nesta região, tem-se,

$$\bar{T}_s = \frac{1}{L_s} \int_0^{L_s} T_s(y) dy = T_{aux} - \frac{(T_{aux} - T_{a1}) (1 - \exp(-b))}{b} \quad (3.5.4)$$

A temperatura média nesta região é agora aproximada por,

$$\frac{d\bar{T}_s}{dt} = \frac{(\bar{T}_s^s - \bar{T}_s)}{\tau_s} \quad (3.5.5)$$

onde, $\tau_s = (1 - j) \rho_a \phi / \dot{m}$

A temperatura do ar em regime permanente na saída desta região é avaliada a partir da equação (3.5.3), fazendo y igual a L_s ,

$$T_{so}^s = T_{aux} - (T_{aux} - T_{al}) \exp(-b) \quad (3.5.6)$$

A temperatura T_{so}^s é então submetida a um atraso de transporte τ_s , para se obter a temperatura na saída da região estratificada. O atraso de transporte é realizado pela subrotina DELAY descrita no Apêndice D.

$$T_{so} = \text{DELAY}(T_{so}^s, \tau_s) \quad (3.5.7)$$

Um balanço de energia é em seguida realizado na região misturada, considerando as seguintes hipóteses simplificativas,

- temperatura uniforme do ar;
- temperaturas da parede e massas internas uniformes;
- calor transferido das paredes e massas internas para esta região é proporcional à massa de ar da região;
- todo calor gerado no ambiente é entregue a esta região na forma convectiva;
- a radiação de fontes de calor internas para paredes e massa internas é desprezada e
- escoamento incompressível.

A seguinte expressão é então obtida:

$$j \rho_a \phi c_{pa} \frac{dT_M}{dt} = \dot{m} c_{pa} (T_{so} - T_M) + j H_W A_W (T_M - T_W) + j H_J A_J (T_M - T_J) + q_J \quad (3.5.8)$$

rearranjando,

$$\frac{dT_M}{dt} = \frac{T_{so} - T_M}{\tau_M} + \frac{H_W A_W}{\rho_a \phi c_{pa}} (T_M - T_W) + \frac{H_J A_J}{\rho_a \phi c_{pa}} (T_M - T_J) + \frac{q_J}{j \rho_a \phi c_{pa}} \quad (3.5.9)$$

onde $\tau_M = j \rho_a \theta / \dot{m}$

A temperatura das paredes é também avaliada através da equação da conservação da energia sujeita às seguintes hipóteses simplificativas:

- temperatura das paredes uniforme em todas as direcções;
- a transferência de calor é analisada considerando uma temperatura média para o ar, proporcional à massa de ar em cada região e
- todo calor proveniente do ambiente externo é fornecido como uma quantidade conhecida q_w (ver Figura 3.56).

Desta forma,

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{q_w}{M_w c_w} - \frac{H_w A_w}{M_w c_w} (T_w - T_E) \quad (3.5.10)$$

onde, $T_E = j T_M + (1 - j) \bar{T}_s$

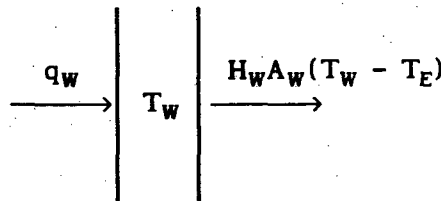


Figura 3.56 - Balanço de energia nas paredes do ambiente climatizado.

Um balanço de energia envolvendo as massas internas (ver Figura 3.57), considerando as seguintes hipóteses simplificativas:

- temperatura uniforme das massas internas e
- a transferência de calor é analisada considerando uma temperatura média para o ar, proporcional à massa de ar em cada região,

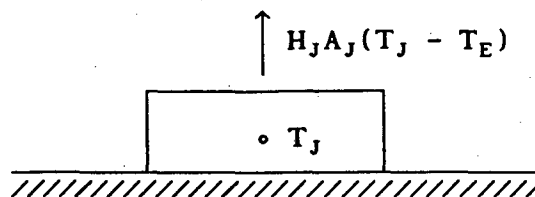


Figura 3.57 - Balanço de energia envolvendo as massas internas do ambiente climatizado

fornece,

$$\frac{dT_J}{dt} = \frac{H_J A_J}{M_J c_J} (T_E - T_J) \quad (3.5.11)$$

Para se calcular a umidade absoluta no interior do ambiente climatizado, faz-se um balanço de massa de vapor d'água no ar, sujeito às seguintes hipóteses simplificativas:

- umidade absoluta uniforme no interior do ambiente climatizado;
- umidade absoluta do ar de retorno igual à umidade absoluta no interior do ambiente climatizado e
- geração e infiltração de vapor d'água no ambiente climatizado é tratada como uma quantidade conhecida \dot{m}_l (ver Figura 3.58).

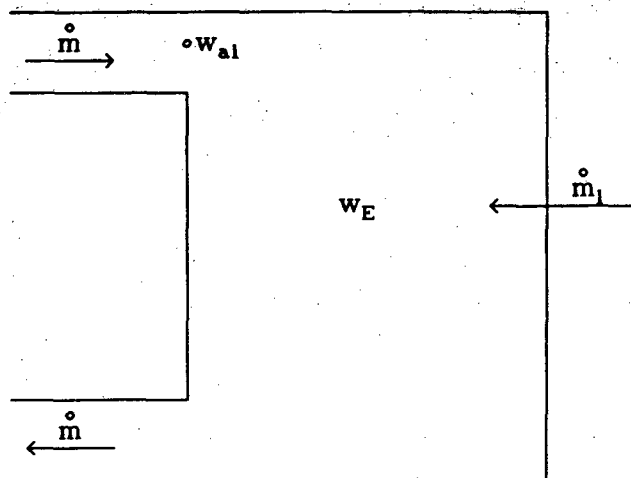


Figura 3.58 - Esquema do fluxo de massas de vapor d'água no interior do ambiente climatizado.

Assim sendo, a equação da conservação da massa de vapor d'água assume a seguinte forma,

$$\frac{d(\rho_a \phi_E w_E)}{dt} = \dot{m}_a w_{al} - \dot{m}_a w_E + \dot{m}_l \quad (3.5.12)$$

onde, \dot{m}_l é a taxa de vapor d'água proveniente da transferência de calor latente para o ambiente climatizado. Desta maneira,

$$\dot{m}_l = \frac{q_l}{h_l} \quad (3.5.13)$$

onde, h_l é o calor latente de vaporização da água, assumido como constante.

Substituindo a equação (3.5.13) na equação (3.5.12) e rearranjando, obtém-se:

$$\frac{dw_E}{dt} = \frac{\dot{m}}{\rho_a \phi} (w_{al} - w_E) + \frac{q_l}{\rho_a \phi h_l} \quad (3.5.14)$$

Esta expressão permite então a determinação da umidade absoluta do ambiente climatizado.

As variáveis e parâmetros necessários à efetiva implantação deste modelo são indicados no Apêndice B, item B.19.

4 ANÁLISE DAS POTENCIALIDADES DO PROGRAMA

Com o objetivo de demonstrar as potencialidades do programa HVACSIM⁺, escolheu-se um ambiente tipo zona-única, como referência. Este ambiente possui uma área de 250 m², altura de 3 m e está sujeito, no verão, a um perfil de ganho de calor sensível conforme ilustrado na Figura 4.1. A carga térmica latente, durante este mesmo período, foi considerada constante e igual a 5 kW.

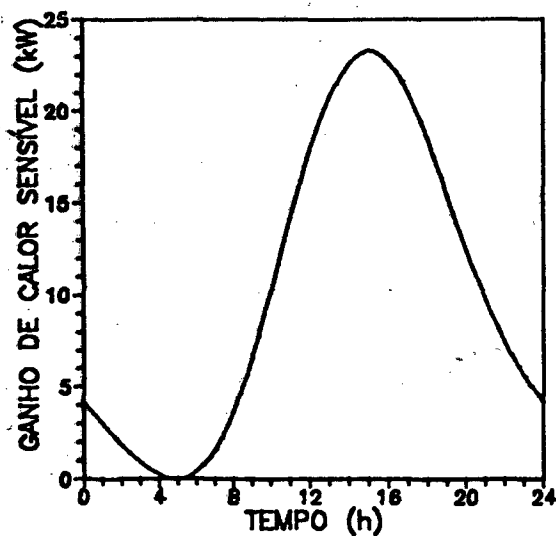


Figura 4.1 - Perfil de ganho de calor sensível ambiente.

A variação de temperatura do ar externo é mostrada na Figura 4.2, sendo a sua umidade absoluta considerada constante e igual a 18 g/kg.

Para atender à carga térmica optou-se pela associação de equipamentos mos-

trada na Figura 4.3. O procedimento de especificação dos equipamentos, indicados na Figura 4.3, encontra-se no Apêndice E.

Dois sistemas de controle são apresentados a seguir: i) controle de temperatura e ii) controle de temperatura e umidade absoluta.

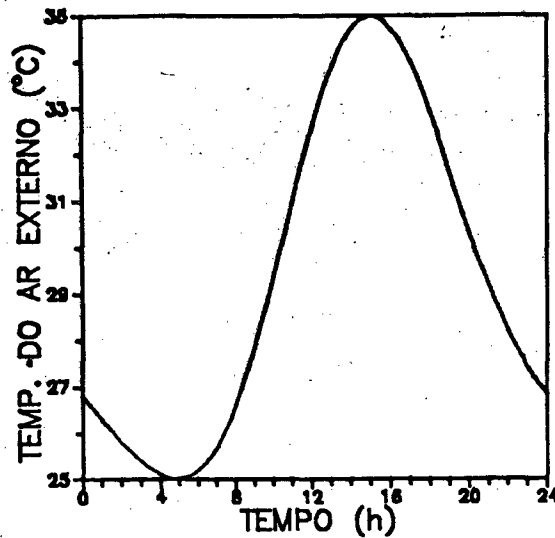


Figura 4.2 - Variação de temperatura do ar externo.

4.1 - Controle de Temperatura

A temperatura do ambiente pode ser controlada por meio da variação da vazão de água gelada que passa através da serpentina de resfriamento e desumidificação. Tal controle será efetuado por intermédio de uma válvula de três vias misturadora (ver Figura 4.4). A posição da válvula é comandada por um controlador que recebe o sinal de um sensor de temperatura. O sensor de temperatura está medindo a temperatura do ar de retorno.

A temperatura da água na entrada da serpentina de água gelada é fixa em 7°C. Apesar do evaporador aparecer na configuração da Figura 4.4, seu comportamento não está sendo simulado. Neste caso, o evaporador representa apenas uma restrição ao escoamento de água.

Uma válvula de duas vias é colocada no "by-pass" com o objetivo de equilibrar as perdas de carga na serpentina e no "by-pass".

O objetivo do sistema de controle é manter a temperatura do ar de retorno em 25°C. O controle é realizado por um controlador Proporcional-Integral (PI). Este tipo de controlador foi escolhido por controlar satisfatoriamente a variável desejada. Os ganhos proporcional, B_p , e integral, B_i são, respectivamente, iguais a 5 e $1,6 \times 10^{-3}$ (1/s).

Os registros de controle de vazão de ar, na Figura 4.3, são posicionados de tal forma que a vazão mássica de ar externo corresponde a 20% da vazão de ar sendo insuflado no ambiente.

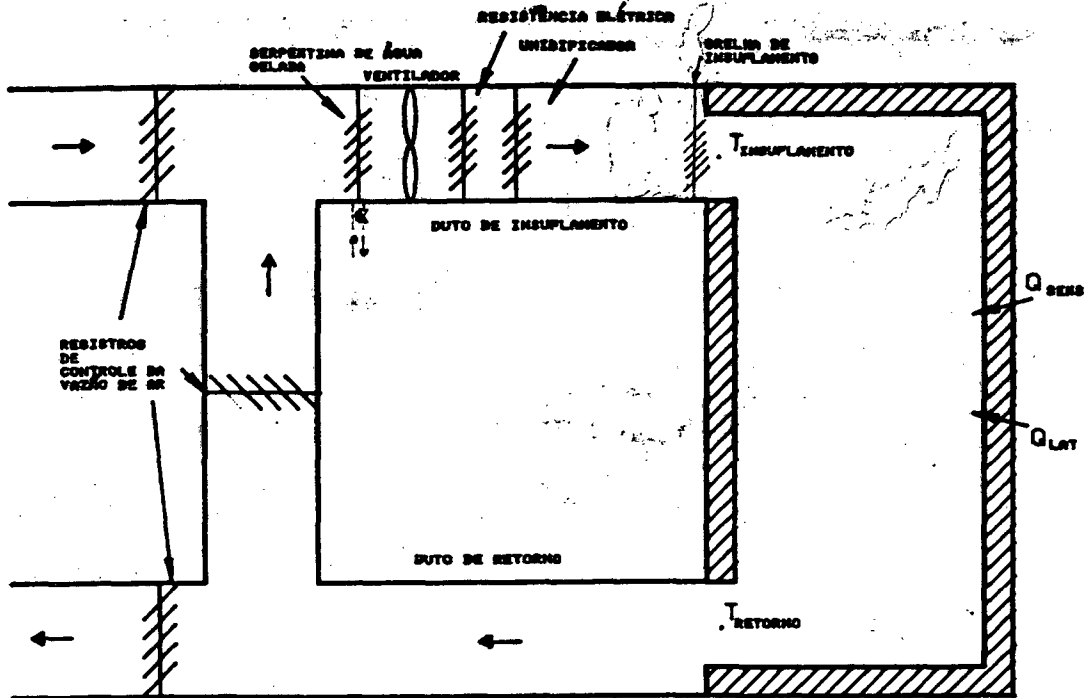


Figura 4.3 - Configuração esquemática dos equipamentos e do ambiente a ser climatizado.

As paredes do ambiente climatizado possuem uma espessura de 15cm. Os demais parâmetros necessários à implementação dos componentes mostrados na Figura 4.4 são descritos no Apêndice E.

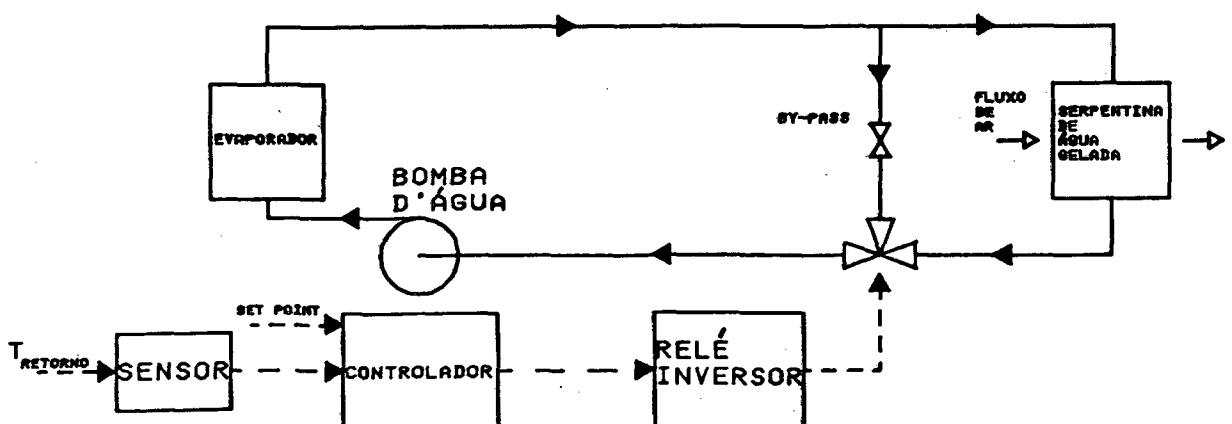


Figura 4.4 - Configuração da instalação da serpentina de água gelada.

As Figuras a seguir referem-se à simulação do comportamento dos equipamentos e do ambiente climatizado, durante um período de 24 horas.

Na Figura 4.5 são mostradas as variações das temperaturas do ar de insuflamento e do ar de retorno (controlada). Pode ser observado que a temperatura do ar de retorno mantém-se aproximadamente constante, apresentando uma variação entre $24,5^{\circ}\text{C}$ e $25,8^{\circ}\text{C}$. Isto mostra uma boa atuação do sistema de controle, no que diz respeito a aplicações visando conforto térmico. Em se tratando de situações onde esta variação de temperatura não seja permissível, um ajuste mais adequado dos ganhos proporcional e integral se faz necessário. Pode ser visto, também na Figura 4.5, que a temperatura do ar de insuflamento tem um comportamento justamente oposto ao perfil de ganho de calor sensível (Figura 4.1), porém defasado de aproximadamente 5 horas. Isto deve-se ao fato do sistema de controle tentar combater a carga térmica sensível ambiente, a qual se encontra defasada do ganho de calor sensível em consequência do amortecimento provocado pelas paredes limites do ambiente climatizado. Tais paredes fazem com que a amplitude da carga seja reduzida e defasada em relação ao ganho de calor.

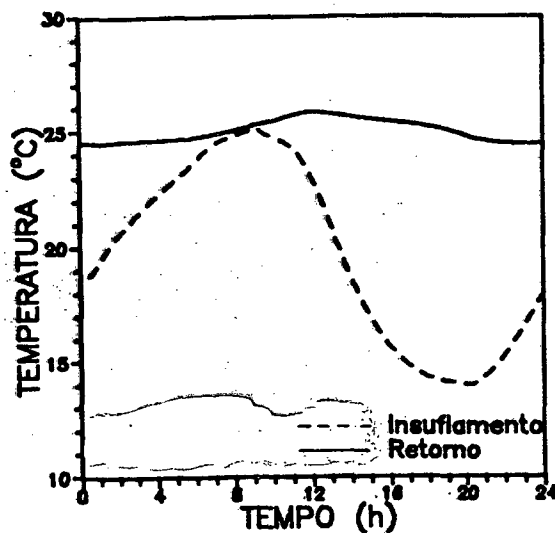


Figura 4.5 - Temperaturas do ar insuflado e de retorno.

A Figura 4.6 mostra as temperaturas do ar na entrada e na saída da serpentina de água gelada. A temperatura do ar na saída da serpentina apresenta comportamento semelhante ao da temperatura do ar de insuflamento. No entanto, seus valores são levemente inferiores, pois uma pequena transferência de calor ocorre no ventilador e no duto de insuflamento. A temperatura do ar na entrada da serpentina é o resultado da mistura de 20% de ar exterior com 80% do ar de retorno. A variação desta

temperatura se deve principalmente à variação da temperatura do ar externo, já que a temperatura do ar de retorno se mantém praticamente constante.

A temperatura da água na saída da serpentina, mostrada na Figura 4.7, apresenta um comportamento inverso do que aparentemente seria esperado, ou seja, valores altos para cargas menores e valores pequenos para cargas maiores. Isto se explica pelo fato da água na saída da serpentina guardar uma relação direta com o fluxo de massa de água através da mesma. Em decorrência da variação da carga térmica, o fluxo de massa de água através da serpentina apresenta também uma variação, a qual se encontra indicada na Figura 4.8. A temperatura da água na saída da válvula de 3 vias, também mostrada na Figura 4.7, resulta da mistura da água que sai da serpentina com a água que passa pelo "by-pass".

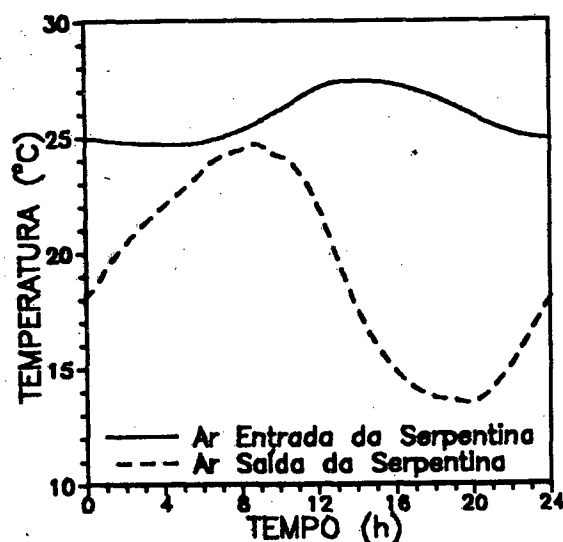


Figura 4.6 - Temperaturas do ar na entrada e saída da serpentina de água gelada.

A Figura 4.8 mostra a variação do fluxo de massa de água através da serpentina. Como esperado, o fluxo de massa de água através do "by-pass" apresenta um comportamento oposto ao fluxo de massa de água através da serpentina. A soma destes dois fluxos origina o fluxo de massa total bombeado, o qual é aproximadamente constante e igual a 1,7kg/s. Este valor constante, entretanto, só se verifica quando as perdas de carga na serpentina e no "by-pass", estão equilibradas. É interessante também que o fluxo de massa varie linearmente com a posição da válvula (ver seccionamento da válvula de 3 vias no Apêndice E).

A histerese existente entre a posição do atuador da válvula de três vias e a efetiva posição da válvula, pode ser vista na Figura 4.9. A posição requerida pelo controlador e a posição do atuador são praticamente coincidentes, já que o atraso

existente entre os mesmos é muito pequeno quando comparado com o período de oscilação de 24 horas.

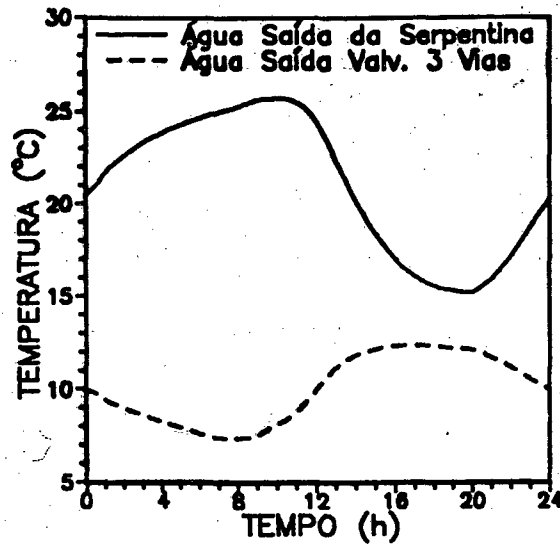


Figura 4.7 - Temperatura na saída da serpentina de água gelada e na saída da válvula de 3 vias.

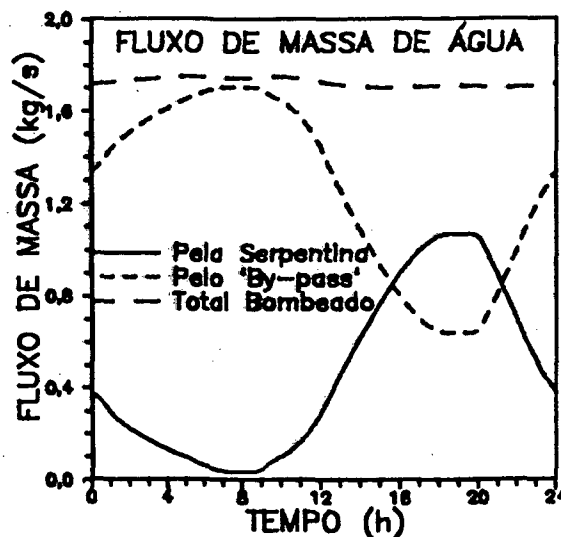


Figura 4.8 - Fluxos de massa de água através da serpentina de água gelada e do "by-pass"

Comparando as Figuras 4.5 e 4.9, verifica-se que a temperatura de retorno (controlada) e a efetiva posição da válvula de três vias, atingem seus valores máximos numa defasagem de aproximadamente 6 horas. Este atraso do sinal de saída (posição da válvula) em relação ao sinal de entrada (temperatura de retorno) corres

ponde ao ângulo de fase de 90° , característico da ação integral do controlador.

As umidades absolutas do ar na entrada da serpentina de água gelada, na saída da serpentina (ou entrada do ambiente climatizado) e na saída do ambiente climatizado estão apresentadas na Figura 4.10. A umidade absoluta na saída do ambiente climatizado sofre um acréscimo em relação à umidade na entrada do ambiente climatizado. Este acréscimo deve-se a carga térmica latente do ambiente. A defasagem entre as mesmas é uma consequência da constante de tempo ($\tau_E = \rho_a \cdot \vartheta_E / \dot{m}_a$). A umidade absoluta na entrada da serpentina de água gelada resulta da mistura da umidade absoluta do ar externo, constante e igual a 18g/kg , com a umidade absoluta do ar de retorno.

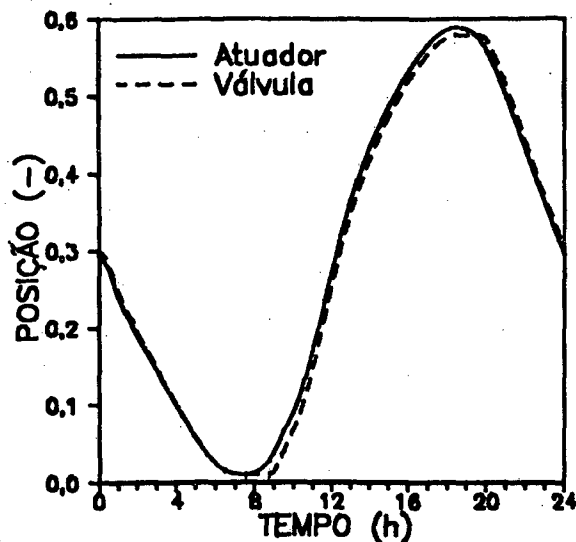


Figura 4.9 - Posição do atuador da válvula de três vias e efetiva posição da válvula.

Pode ser observado, também na Figura 4.10, que existe uma variação significativa de umidade absoluta ambiente ao longo do tempo. Isto se deve ao fato de se estar controlando somente a temperatura ambiente.

O comportamento das pressões na entrada da válvula de três vias, no lado do "by-pass" e da serpentina, e na sua saída pode ser visto na Figura 4.11. A pressão na entrada, no lado do "by-pass", é determinada pela posição da válvula de 3 vias. Abrindo a válvula, a restrição ao escoamento diminui e a pressão também. Em caso contrário a pressão aumenta. Em outras palavras, a queda de pressão através da válvula é menor quando a válvula se abre, o que faz com que o fluxo de massa aumente. Com o fechamento da válvula a queda de pressão torna-se maior e o fluxo de massa diminui. Na presente análise, convém ressaltar que a pressão na saída da válvula é mantida constante. A pressão na entrada da válvula de três vias, no lado da serpen-

tina, não apresenta o mesmo comportamento com o fechamento da válvula, a pressão ao invés de diminuir, aumenta. Neste caso, o comportamento da pressão com o fator de perda de carga é maior do que com o fluxo de massa.

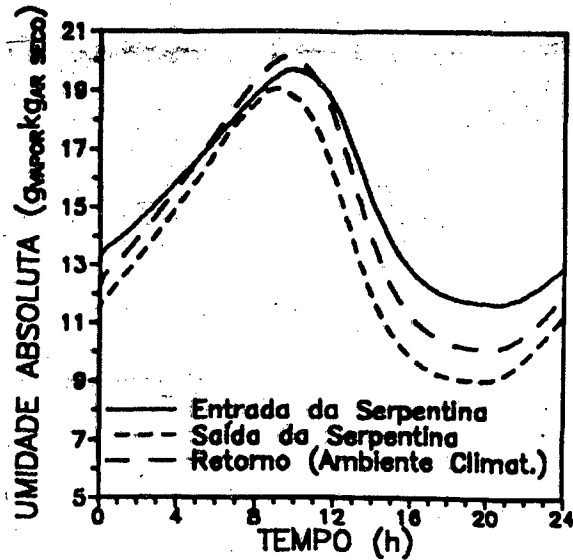


Figura 4.10 - Umidades absolutas na entrada e na saída da serpentina de água gelada e no interior do ambiente climatizado.

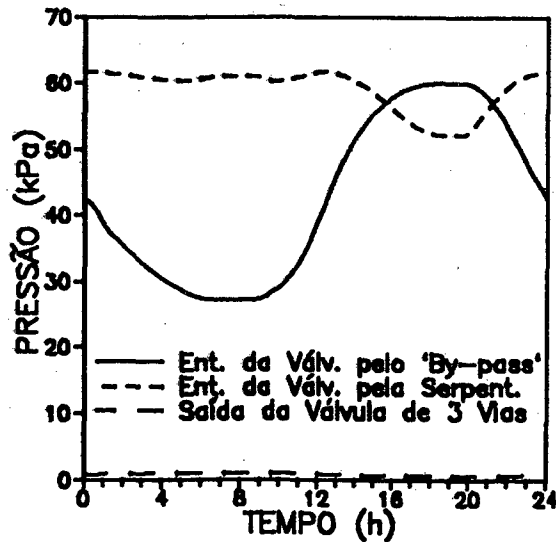


Figura 4.11 - Pressões na entrada da válvula de três vias, no lado do "by-pass" e da serpentina, e na sua saída.

As Figuras 4.12 a 4.19, mostradas a seguir, apresentam o comportamento do fluxo de massa de água gelada e da temperatura do ar no retorno, quando alguns parâmetros, considerados na simulação, são alterados.

A Figura 4.12 mostra a variação do fluxo de massa de água gelada, quando a espessura da parede do ambiente climatizado é alterada. Com o aumento da espessura da parede, a capacidade de refrigeração requerida será reduzida. Com o efeito de armazenamento térmico nas paredes, a carga térmica apresentará uma redução de amplitude e uma maior defasagem no tempo. O comportamento do fluxo de massa de água gelada, retrata o efeito anteriormente mencionado.

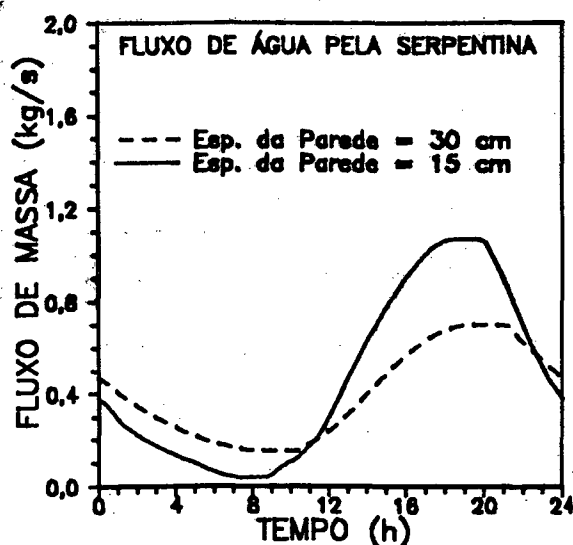


Figura 4.12 - Fluxo de massa de água gelada em função da espessura da parede do ambiente climatizado.

O aumento da espessura da parede do ambiente climatizado influencia positivamente a variação da temperatura do ar de retorno (variável controlada). A Figura 4.13 mostra que a variação da temperatura do ar de retorno é reduzida quando a espessura da parede é aumentada. Este efeito deve-se à redução das variações bruscas em decorrência do maior armazenamento térmico, o que faz com que a temperatura do ar possa ser melhor controlada.

A influência da relação entre o fluxo de massa de ar externo e de recirculação sobre o fluxo de massa de água gelada pode ser vista na Figura 4.14. Aumentado o fluxo de massa de ar externo, o fluxo de massa de água gelada requerido será maior. Pode também ser verificado que às 8 horas, o fluxo de massa de água gelada independe da vazão de ar externo. Isto se deve à coincidência entre os valores das temperaturas do ar externo e de retorno, neste horário.

A temperatura do ar de retorno se afasta mais do valor de "set point" quando o fluxo de massa de ar externo é aumentado (ver Figura 4.15). Se esta variação não for mais aceitável os valores dos ganhos proporcional e integral devem ser alterados.

Deve ser salientado que apesar da relação entre a vazão de ar externo e de retorno ter sido alterada, o fluxo de massa total insuflado no ambiente permaneceu inalterado.

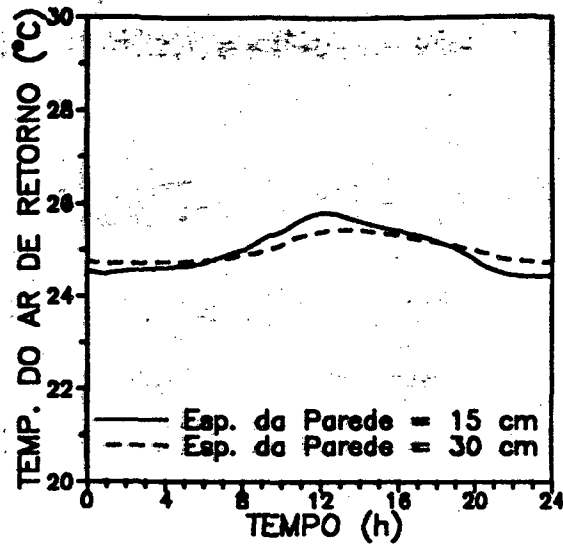


Figura 4.13 - Temperatura do ar de retorno em função da espessura da parede do ambiente climatizado.

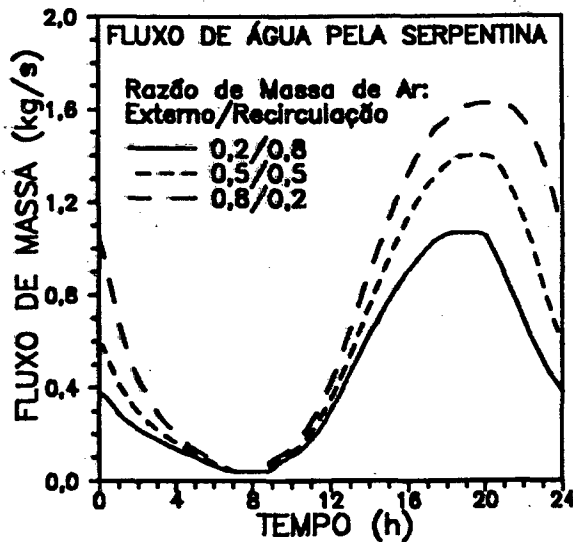


Figura 4.14 - Fluxo de massa de água gelada em função da vazão de ar externo.

A redução no valor de "set point" da temperatura do ar de retorno, provoca um aumento considerável na carga térmica. Como consequência a capacidade de refrigeração deve também ser aumentada para atender a esta demanda de carga térmica. A Fi-

gura 4.16 mostra a variação do fluxo de massa de água gelada quando o "set point" da temperatura sendo controlada é alterado. Como pode ser observado ocorre um aumento significativo do fluxo de massa de água gelada, quando o "set point" assume o valor de 20°C.

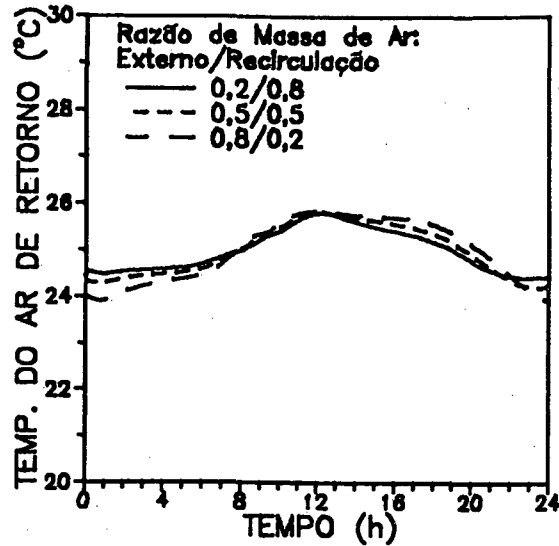


Figura 4.15 - Temperatura do ar de retorno em função da relação entre a vazão de ar externo e de retorno.

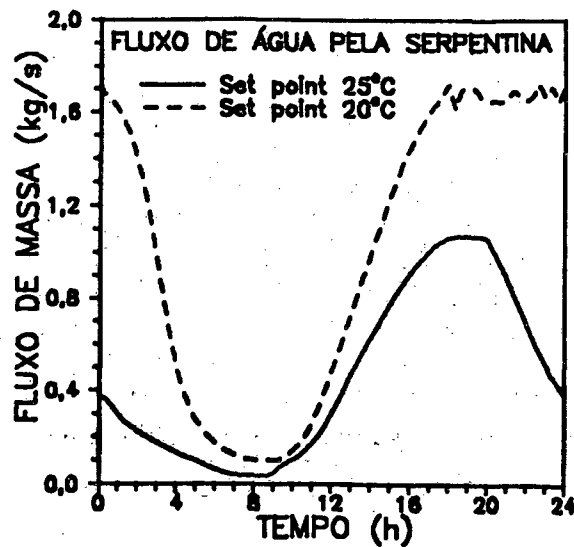


Figura 4.16 - Fluxo de massa de água gelada em função do "set point" de temperatura.

As pequenas oscilações que aparecem na curva relativa ao "set point" de 20°C, são decorrentes da transição entre os escoamentos laminar e turbulento na ca

nalização do "by-pass". O número de Reynolds do escoamento nesta canalização é tal, que ora o escoamento é tratado como turbulento, ora como laminar. Isto faz com que duas equações diferentes sejam empregadas para avaliar o fator de atrito. Deve ser ainda ressaltado que a passagem de uma equação para outra não se faz de forma contínua.

A Figura 4.17 procura mostrar o efeito do sistema de controle sobre a temperatura sendo controlada, quando o "set point" é alterado para 20°C. Pode ser observado que quando o "set point" é alterado para 20°C, a variação da temperatura do ar de retorno torna-se maior. Isto pode ser justificado pelo fato da carga térmica apresentar variações mais bruscas na nova situação. Novos valores de ganhos proporcional e integral devem ser ajustados para se conseguir um melhor controle da temperatura do ar no retorno.

Na Figura 4.18, compara-se o fluxo de massa de água através da serpentina quando um controlador P (proporcional), ou um controlador PI (Proporcional-Integral) é empregado. Pode ser observado que o fluxo de massa de água gelada alcança um valor médio superior, com o controlador P do que com o controlador PI. Isto faz com que a capacidade de refrigeração seja também maior. A razão para tal pode ser vista na Figura 4.19. A temperatura do ar de retorno apresenta um valor médio igual a 20°C no caso do controlador P. Este valor menor de temperatura requer obviamente uma capacidade de refrigeração maior.

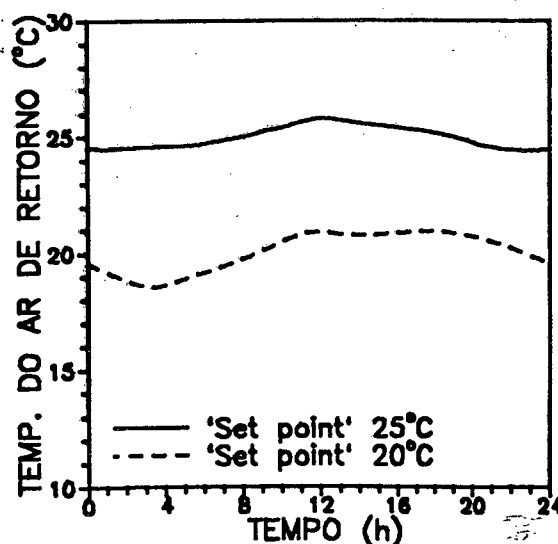


Figura 4.17 - Temperatura do ar de retorno em função do "set point" de temperatura.

O "offset" do controlador P está bem caracterizado na Figura 4.19, pois, a temperatura do ar apresenta um desvio de aproximadamente 4°C em relação ao valor de

"set point". Entretanto, o "offset" deste mesmo sistema nem sempre será igual a 4°C , devido a sua dependência das condições iniciais.

Pode ser ainda observado que o fluxo de massa do controlador P (Figura 4.18) está em fase com a temperatura controlada (Figura 4.19). O controlador P impõe uma defasagem entre a entrada e a saída de 180° . Contudo, neste caso, o fluxo de massa tem ação contrária à temperatura controlada.

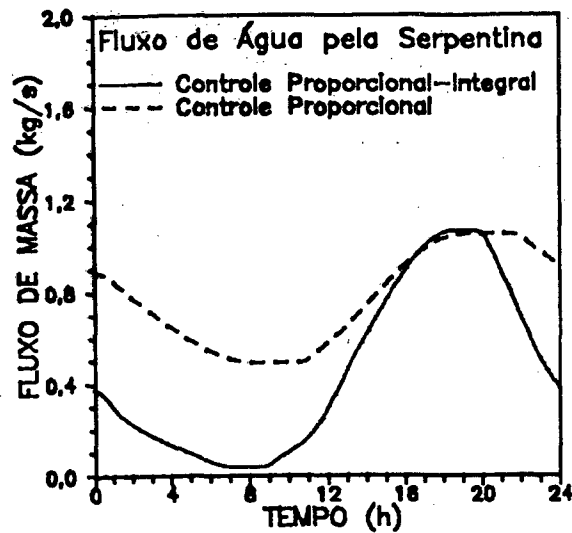


Figura 4.18 - Fluxos de massa de água, através da serpentina de água gelada, para um sistema com controlador P (proporcional) e um outro com controlador PI (proporcional- integral).

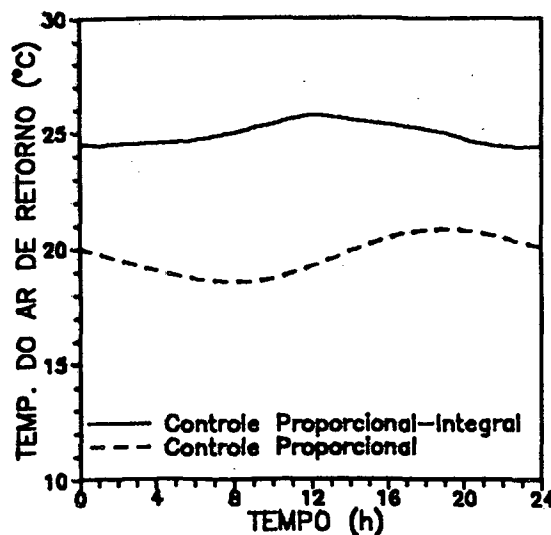


Figura 4.19 - Temperaturas do ar de retorno para um sistema com controlador P (Proporcional) e um com controlador PI (Proporcional-Integral).

O uso do controlador PID (Proporcional- Integral-Derivativo) não apresentou diferenças significativas em relação ao controlador PI, por isso seus resultados não foram apresentados.

As situações, anteriormente analisadas, foram simuladas empregando o modelo simplificado para a tubulação. Comparações foram realizadas, empregando tanto o modelo simplificado como o detalhado, e não se observou qualquer diferença na temperatura do ar de retorno. Isto se deve ao fato do período de excitação ser grande, comparado com os atrasos de transporte e com as constantes de tempo, referentes às capacidades térmicas das tubulações.

4.2 - Controle de Temperatura e de Umidade Absoluta

A Figura 4.20 mostra, esquematicamente, os equipamentos utilizados no processo de controle simultâneo de temperatura e de umidade absoluta. A temperatura e a umidade absoluta do ar no retorno são avaliadas através, respectivamente, de sensores de temperatura e de umidade absoluta. Sinais de controle, correspondentes à temperatura e à umidade, são enviados a controladores PI. Os controladores PI comparam os sinais com os valores de "set point" e enviam sinais proporcionais ao erro e a sua integral a relés seqüenciadores. O papel do relé seqüenciador é transformar o sinal de entrada em dois sinais de saída. Quando o valor do sinal de entrada, no relé seqüenciador, se situa entre "0" e "0,5", o sinal enviado ao relé seletor varia linearmente, entre "0" e "1", em função do sinal de entrada. Neste caso, o sinal enviado à resistência elétrica, ou ao umidificador (dependendo do controlador), é igual a zero. Quando o valor do sinal de entrada do relé seqüenciador se situa entre "0,5" e "1", o sinal enviado à resistência elétrica, ou ao umidificador, varia linearmente, entre zero e um, em função do sinal de entrada. O relé seletor escolhe qual o menor sinal entre os sinais oriundos dos relés seqüenciadores. Este sinal é enviado ao relé inversor que age sobre o atuador da válvula.

O sinal enviado à resistência elétrica requer uma potência elétrica, entre zero e um valor máximo. O sinal enviado ao umidificador requer um fluxo de massa de vapor, entre zero e um valor máximo.

Os equipamentos que aparecem na Figura 4.20 estão especificados no Apêndice E.

O esquema de resfriamento e desumidificação é idêntico à situação de controle somente de temperatura. A temperatura na entrada da serpentina de água gelada é, neste caso, também igual a 7°C.

Tanto o controlador PI de temperatura quanto o controlador PI de umidade possuem os seguintes valores de ganhos, proporcional e integral: $B_p = 2,5$ e $B_I = 1,6 \times 10^{-3}$ (1/s).

O objetivo, neste caso, é manter a temperatura e a umidade absoluta do ar no retorno próximas, respectivamente, a 25°C e 10g/kg de ar seco, o que corresponde a uma umidade relativa de 50%.

Os demais parâmetros da simulação permanecem inalterados em relação à situação de controle somente de temperatura.

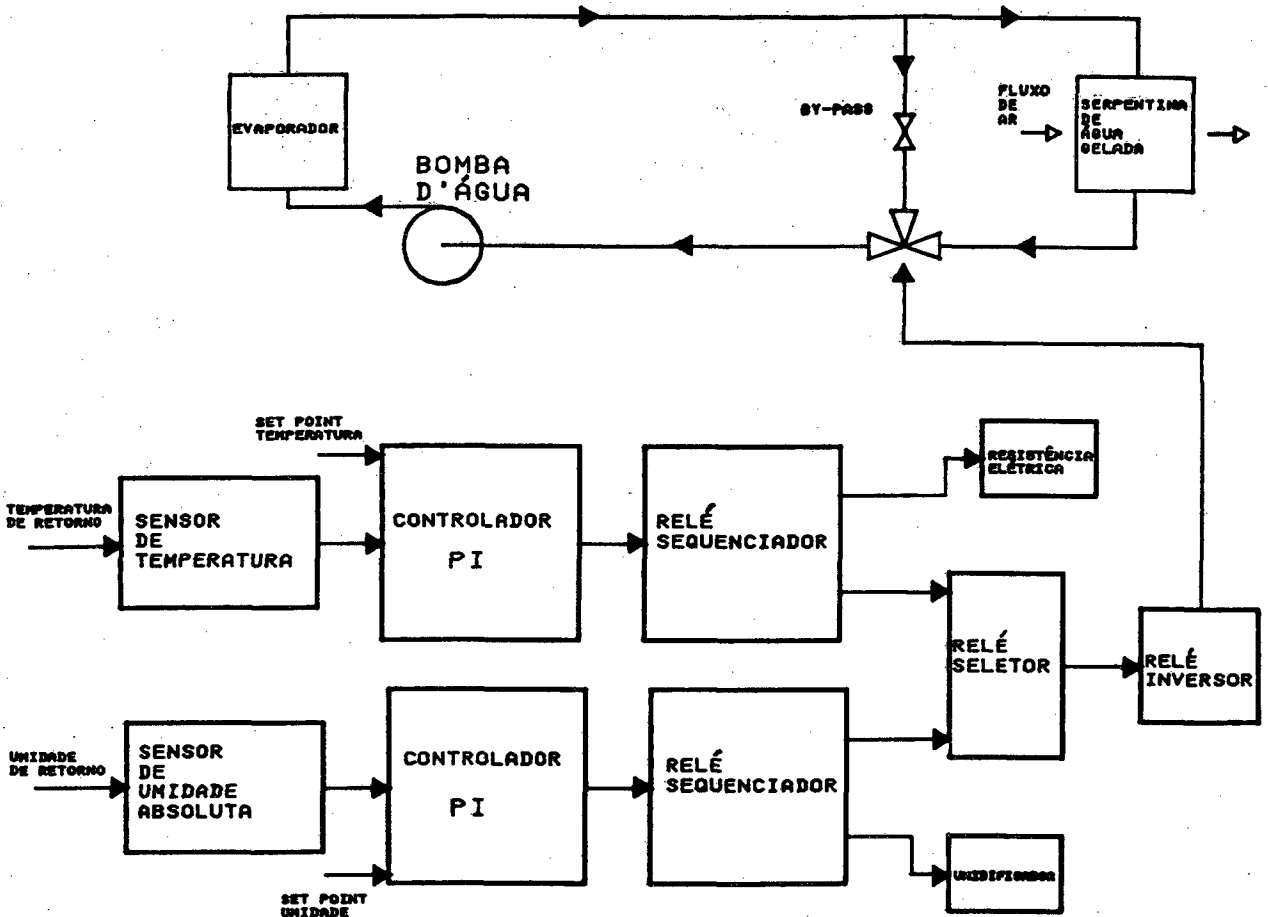


Figura 4.20 - Configuração esquemática dos equipamentos utilizados no processo de controle de temperatura e umidade absoluta.

As Figuras a seguir são resultados da simulação ao longo de um período de 24 horas.

A Figura 4.21 mostra os sinais de controle na entrada e na saída do relé sequenciador de umidade. Pode ser observado que o sinal na entrada do relé sequenciador (saída do controlador de umidade) se mantém aproximadamente constante ao longo de todo o período de simulação. Isto é uma consequência da carga térmica latente ser constante e igual a 5 kW. O sinal na saída do relé sequenciador, enviado ao relé seletor, é simplesmente o dobro do sinal de entrada. O sinal na saída do relé sequenciador, enviado ao umidificador, é igual a zero ao longo de todo o

período. Isto ocorre devido ao sinal de entrada se situar abaixo de "0,5".

Na Figura 4.22 são mostrados os sinais na entrada e na saída do relé seqüenciador de temperatura. Observa-se que o valor do sinal na entrada do relé seqüenciador está sempre acima de "0,5". Conseqüentemente o sinal na saída do relé seqüenciador, enviado ao relé seletor, é igual a "1" e o sinal enviado à resistência elétrica assume valores entre zero e um.

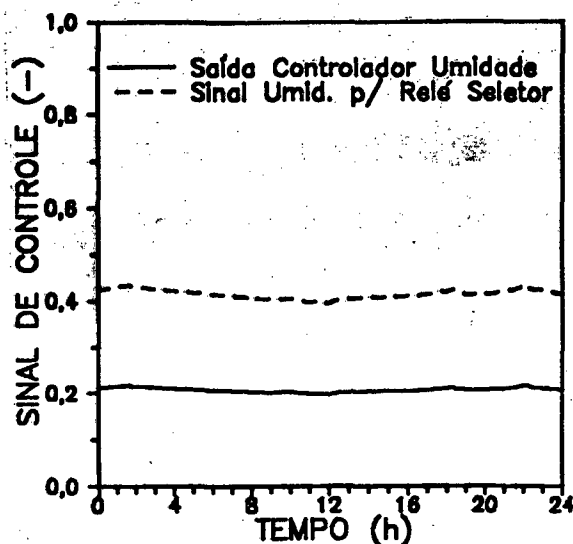


Figura 4.21 - Sinais de controle na entrada e na saída do relé seqüenciador de umidade.

Como o sinal enviado pelo relé seqüenciador de umidade é menor que o sinal enviado pelo relé seqüenciador de temperatura, o sinal que comanda a posição da válvula de três vias, durante todo o período, é o sinal de umidade. Como o sinal enviado ao umidificador é igual a zero, não há vapor d'água sendo injetado na corrente de ar. Logo a umidade através do umidificador permanece constante.

A Figura 4.23 mostra os fluxos de massa de água. Pode ser observado que o fluxo de massa pela serpentina de água gelada mantém-se aproximadamente constante. Isto se deve ao fato do sinal de umidade, enviado ao atuador da válvula, manter-se constante.

Em conseqüência da carga térmica latente e da umidade absoluta do ar externo serem constantes, as umidades do ar na entrada da serpentina, no insuflamento e no retorno são também constantes, como pode ser observado na Figura 4.24. O ar é insuflado no ambiente com uma umidade absoluta um pouco abaixo de $9g_s/kg_a$. No ambiente condicionado, o ar aumenta sua umidade absoluta, em razão da troca de calor latente. No retorno a umidade absoluta está próxima de $10g_s/kg_a$. A umidade absoluta do ar na entrada da serpentina de água gelada é uma conseqüência da mistura do ar de

retorno com o ar externo. Após a mistura o ar passa então pela serpentina, onde sofre um processo de resfriamento e desumidificação.

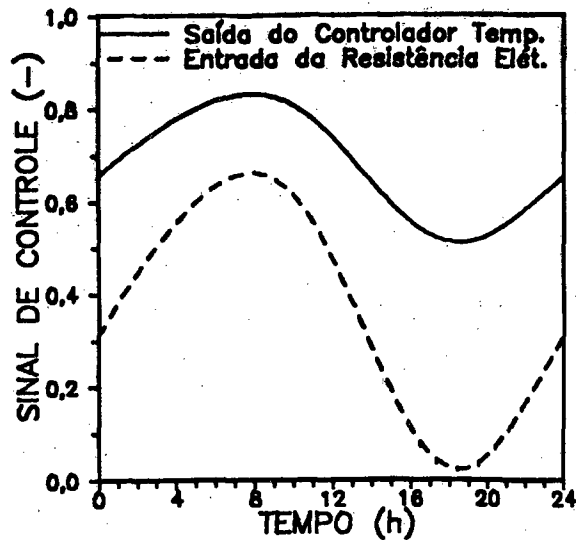


Figura 4.22 - Sinais de controle na entrada e na saída do relé seqüenciador de temperatura.

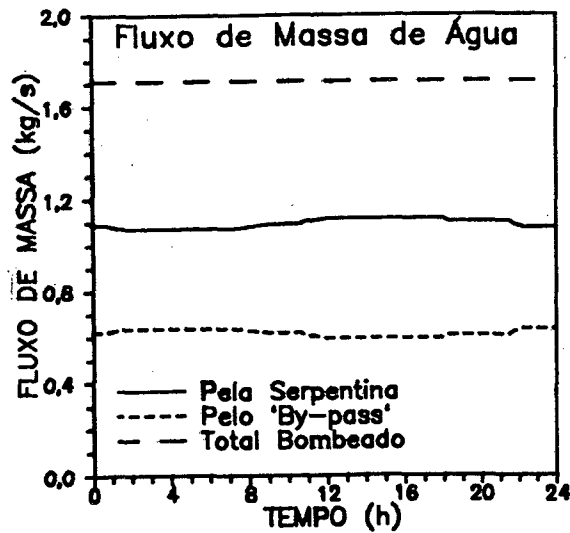


Figura 4.23 - Fluxos de massa de água através da serpentina de água gelada, do "by-pass" e total bombeado.

Os perfis de temperatura do ar na entrada e na saída da serpentina de água gelada são mostrados na Figura 4.25. A temperatura do ar na entrada da serpentina de água gelada é uma consequência da mistura de ar externo com ar de retorno. O ar é

tratado na serpentina de água gelada e atinge uma temperatura de aproximadamente 14°C. Como a temperatura do ar na entrada da serpentina apresenta uma oscilação de aproximadamente 2°C, era de se esperar uma mesma variação na temperatura do ar na saída já que o fluxo de massa de água pela serpentina mantém-se aproximadamente constante. Entretanto, uma análise mais cuidadosa permite observar que o fluxo de massa de água gelada apresenta uma pequena oscilação, de igual frequência e em fase com a temperatura do ar na entrada da serpentina. Tal fato faz com que a temperatura do ar na saída da serpentina se mantenha aproximadamente constante durante todo o período da simulação.

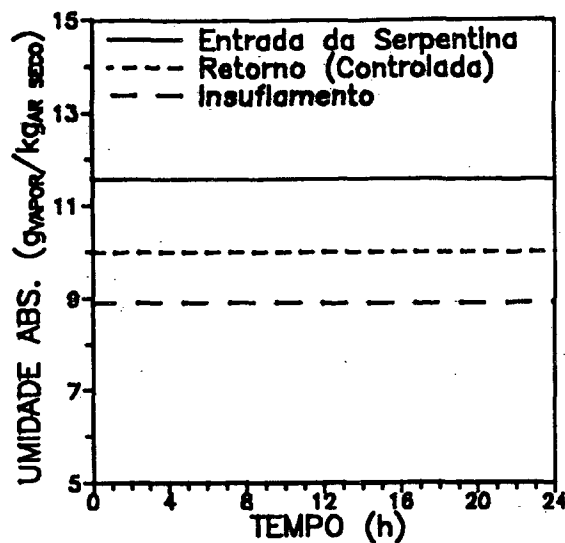


Figura 4.24 - Umidades absolutas, do ar na entrada da serpentina de água gelada, no retorno, e no insuflamento.

Para que a temperatura do ar no retorno se mantenha aproximadamente constante, a temperatura do ar a ser insuflado deverá ter um perfil semelhante ao mostrado na Figura 4.5, pois a carga térmica sensível ambiente é variável. Entretanto, para controlar a umidade, o ar na saída da serpentina de água gelada se mantém aproximadamente em 14°C. Desta forma, torna-se necessário que o ar na saída da serpentina seja aquecido. O ar, após sofrer o processo de reaquecimento, é então insuflado no ambiente, com as condições indicadas na Figura 4.26.

A Figura 4.27 mostra a potência dissipada pela resistência elétrica, para permitir a elevação da temperatura do ar de 14°C para a condição de insuflamento.

Na situação apresentada, a carga térmica latente ambiente requisitou uma capacidade de refrigeração maior do que a carga térmica sensível ambiente, ao longo de todo o período. Por esse motivo o controlador de umidade comandou a posição da válvula de três vias e o controlador de temperatura comandou o reaquecimento. Entre

tanto, em outras situações o comando da válvula de três vias pode ser alternado entre o controlador de temperatura e o controlador de umidade ao longo do período. Desta forma, pode haver necessidade tanto de aquecimento, como de reumidificação.

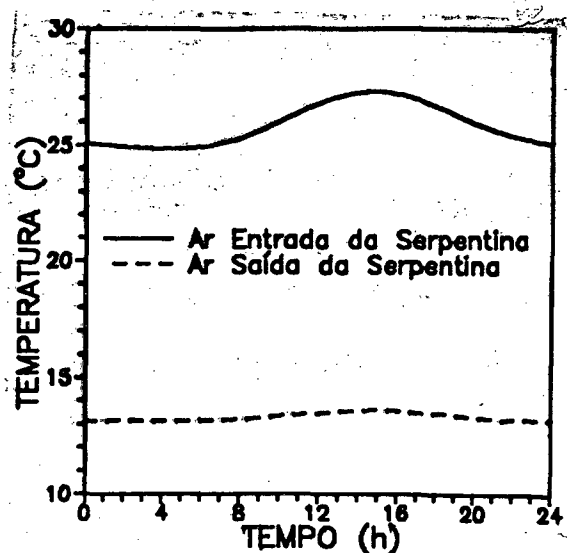


Figura 4.25 - Temperatura do ar na entrada e na saída da serpentina de água gelada.

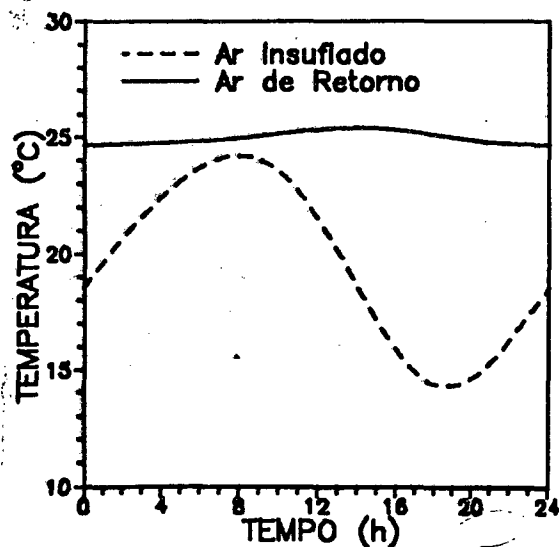


Figura 4.26 - Temperatura do ar insuflado e de retorno.

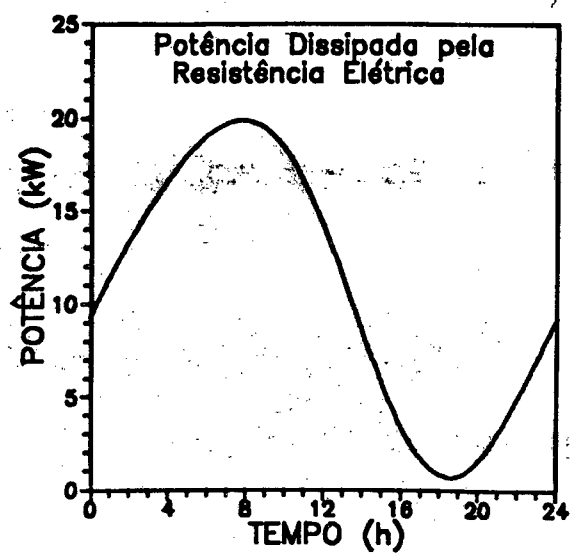


Figura 4.27 - Potência dissipada pela resistência elétrica.

5 CONCLUSÕES

O desenvolvimento de programas computacionais de simulação térmica de edificações, assim como, análises de natureza dinâmica do comportamento de equipamentos e controles para condicionamento de ar, são tarefas importantes na avaliação do consumo de energia, associado à climatização de ambientes.

Apesar da grande atenção dada a cada uma destas áreas, pouco tem sido feito no sentido de integrá-las. A performance dos equipamentos não deve ser considerada separadamente, pois seu ponto de funcionamento depende do comportamento térmico do ambiente a ser climatizado.

Apresenta-se, no presente trabalho, uma adaptação de um programa computacional, denominado HVACSIM⁺, que procura, justamente, preencher a lacuna existente entre as análises isoladas de equipamento, controles e edificação.

Resultados para uma sala climatizada, dotada de um controle de temperatura, e de um controle simultâneo de temperatura e umidade são apresentados e discutidos. Os resultados são encorajadores no que diz respeito às potencialidades e versatilidade do programa.

Algumas modificações nos modelos existentes, bem como, a inclusão dos modelos de resistência elétrica, relé seletor e relé seqüenciador, possibilitaram a avaliação do controle simultâneo de temperatura e umidade.

A análise de sensibilidade realizada mostra a importância de determinados parâmetros no consumo de energia.

Quando o controle é só de temperatura, os custos iniciais e operacionais são inferiores aos de um controle simultâneo de temperatura e umidade. Entretanto, em muitas situações, controlar somente a temperatura pode não ser satisfatório.

Apesar de nenhuma comprovação experimental ter sido realizada, dada a com-

plexidade e prazo de conclusão deste trabalho, os resultados, pelo menos qualitativamente mostram-se razoáveis.

Convém ressaltar a facilidade de inclusão ou extração de um componente na técnica de simulação apresentada. Isto possibilita, por exemplo, a combinação de diferentes equipamentos para uma mesma situação de controle.

No controle de umidade, a umidade absoluta foi utilizada como variável controlada. Contudo, a umidade relativa poderia também ter sido controlada.

Uma simulação executada pelo programa HVACSIM⁺ exige do usuário uma certa familiaridade com a situação física e com o próprio programa. A estrutura de uma simulação possui uma similitude com a situação física.

Para a situação de controle simultâneo de temperatura e umidade absoluta, ocorreram somente os processos de resfriamento e desumidificação, seguido por um reaquecimento. O processo de umidificação mostrou-se desnecessário para a situação testada.

Como etapas de trabalhos futuros sugere-se o seguinte:

- implementação de um modelo matemático mais completo para o ambiente climatizado;
- comprovação experimental dos resultados apresentados;
- implantação de modelos dos equipamentos que compõem um ciclo de compressão mecânica de vapor: evaporador, condensador, dispositivos de expansão, compressor, torres de arrefecimento, etc;
- simulação de uma situação com carga térmica típica de inverno;
- simulação de situações que possibilitem o controle da vazão de ar externo e de recirculação através de controles entálpicos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Clark, D.R., "HVACSIM⁺ Building Systems and Equipment Simulation Program—Users Guide", U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards, Washington, D.C., 1985.
- [2] Fox, R.W., McDonald, A.T., "Introdução à Mecânica dos Fluidos", Editora Guanabara Dois S.A, Rio de Janeiro, 1981.
- [3] Jucá, P.C.S., "Apostila da Disciplina de Máquinas de Fluxo", UFSC, Florianópolis, 1986.
- [4] Prata, A.T., "Note on the Low Eckert Number Form of the Energy Equation", Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, Vol. IX, nº 2, pag. 129-136, 1987.
- [5] Clark, D.R., "HVACSIM⁺ Building Systems and Equipment Simulation Program Reference Manual", U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards, Washington, D.C., 1985.
- [6] ASHRAE, "Handbook of Equipment", 1989.
- [7] Clark, D.R., Hill, C.R., Hurley, C.W., "Dynamic Models for HVAC System Components", ASHRAE Transactions, Vol. 91, pag. 737-751, 1985.
- [8] Spiegel, M. R., "Manual de Fórmulas e Tabelas Matemáticas", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1973.
- [9] Tobias, J.R., "Simplified Transfer Function for Temperature Response of Fluids Flowing Through Coils, Pipes or Ducts", ASHRAE Transactions, vol. 79, pag. 19-22, 1973.
- [10] Flesch, C.A., "Apostila da Disciplina de Medição de Grandezas Mecânicas", LABMETRO, UFSC, Florianópolis, 1987.
- [11] Lajoy, M.H., "Industrial Automatic Controls", Prentice-Hall, Inc, USA, 1954.
- [12] Jones, J.P., "Air Conditioning Engineering", 3rd ed., Edward Arnold, 1985.

- [13] Stoecker, W.F., "Design of Thermal Systems", 3rd ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.
- [14] Stoecker, W.F., "Principles for Air Conditioning Practice", Industrial Press Inc., New York, 1966.
- [15] Stoecker, W.F., Jones, J.W., "Refrigeração e Ar Condicionado", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.
- [16] McQuiston, F.C., Parker, J.D., "Heat, Ventilating, and Air Conditioning", John Wiley and Sons, New York, 1977.
- [17] Myers, G.E., Mitchell, J.W., Lindeman Jr, C.F., "The Transient Response of Heat Exchangers Having an Infinite Capacitance Rate Fluid", Transactions of ASME: Journal of Heat Transfer, pag. 269-275, May 1970.
- [18] Pearson, J.T., Leonard, R.G., McCutchan R. D., "Gain and Time Constant for Finned Serpentine Crossflow Heat Exchangers". ASHRAE Transactions, Vol. 80, Part 2, pag. 255-267, 1974.
- [19] Bhargava, S.C., McQuiston, F.C., Zirkle, L.D., "Transfer Functions for Crossflow Multirow Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, Vol. 81, Part 2, pag. 294-314, 1975
- [20] Gartner, J.R., Harrison, H.L., "Dynamic Characteristics of Water-to-Air Crossflow Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, Vol. 71, pag. 212-224, 1965.
- [21] Gartner, J.R., Harrison, H.L., "Frequency Response Transfer Functions for a Tube in Crossflow", ASHRAE Transactions, Vol. 69, pag. 323-330, 1963.
- [22] Elmahdy, A.H., Mitalas, G.P., "A Simple Model for Cooling and Dehumidifying Coils for Use in Calculating Energy Requirements for Buildings", ASHRAE Transactions, Vol. 83, Part 2, pag. 103-117, 1977.
- [23] ASHRAE, "Handbook of Fundamentals", 1990.
- [24] Threlkeld, J.L., "Thermal Environmental Engineering", 2nd ed., Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1970.
- [25] Kays, W.M., London, A.L., "Compact Heat Exchangers", 3rd ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1984.
- [26] Elmahdy, A.H., Biggs, R.C. "Finned Tube Heat Exchanger: Correlation of Dry Surface Heat Transfer Data", ASHRAE Transactions, Vol. 85, Part 2, pag. 262-273, 1979.
- [27] Elmahdy, A.H., Biggs, R.C. "Efficiency of Extended Surfaces with Simultaneous Heat and Mass Transfer", ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 1, pag. 135-143, 1989.
- [28] Holman, J.P., "Transferência de Calor", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1983.

APÊNDICE A

ADIMENSIONALIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES

Este procedimento de adimensionalização empregado é o apresentado por Fox & McDonald [2] o qual segue as seguintes etapas:

1 - Listar todos os parâmetros envolvidos

$$\Delta p \quad P_v \quad \dot{m}_v \quad D_r \quad N_v \quad \rho_f$$

total de 6 parâmetros envolvidos

2 - Selecionar um conjunto de dimensões fundamentais

$$M, L \text{ e } t$$

3 - Listar as dimensões de todos os parâmetros em termos de dimensões primárias

Δp	P_v	\dot{m}_v	D_r	N_v	ρ_f
M/Lt^2	ML^2/t^3	M/t	L	$1/t$	M/L^3

3 dimensões fundamentais

4 - Selecionar da lista de parâmetros um número de parâmetros repetitivos igual ao número de dimensões primárias

$$D_r \quad N_v \quad \rho_f$$

3 parâmetros repetitivos

5 - Formular equações dimensionais combinando os parâmetros selecionados na etapa 4 com cada um dos outros parâmetros de maneira a formar grupos adimensionais

Haverão [6 parâmetros envolvidos - 3 parâmetros repetitivos =]

3 grupos dimensionais resultantes.

Formando as equações dimensionais

$$\Pi_1 = D_r^a N_v^b \rho_f^c \Delta p = [L]^a [1/t]^b [M/L^3]^c [M/Lt^2] = M^0 L^0 t^0$$

Equacionando os expoentes de M, L e t

$$M: \quad c + 1 = 0 \quad \Rightarrow \quad c = -1$$

$$L: \quad a - 3c - 1 = 0 \quad \Rightarrow \quad a = -2 \quad \Rightarrow \quad \text{Portanto, } \Pi_1 = \frac{\Delta p}{D_r^2 N_v^2 \rho_f}$$

$$t: \quad -b - 2 = 0 \quad \Rightarrow \quad b = -2$$

Da mesma forma,

$$\Pi_2 = D_r^d N_v^e \rho_f^f P_v = [L]^d [1/t]^e [M/L^3]^f [ML^2/t^3] = M^0 L^0 t^0$$

$$M: \quad f + 1 = 0 \quad \Rightarrow \quad f = -1$$

$$L: \quad d - 3f + 2 = 0 \quad \Rightarrow \quad d = -5 \quad \Rightarrow \quad \text{Portanto, } \Pi_2 = \frac{P_v}{D_r^5 N_v^3 \rho_f}$$

$$t: \quad -e - 2 = 0 \quad \Rightarrow \quad e = -3$$

ainda,

$$\Pi_3 = D_r^g N_v^h \rho_f^i \dot{m}_v = [L]^g [1/t]^h [M/L^3]^i [M/t] = M^0 L^0 t^0$$

$$M: \quad i + 1 = 0 \quad \Rightarrow \quad i = -1$$

$$L: \quad g - 3i + 3 = 0 \quad \Rightarrow \quad g = -3 \quad \Rightarrow \quad \text{Portanto, } \Pi_3 = \frac{\dot{m}_v}{D_r^3 N_v \rho_f}$$

$$t: \quad -h - 1 = 0 \quad \Rightarrow \quad h = -1$$

6 - Certificar-se que cada grupo obtido é adimensional usando as dimensões

F, L e t

$$\Pi_1 = \frac{\Delta p}{D_r^2 N_v^2 \rho_f} : \frac{(F/L^2)}{(L^5)(1/t^2)(Ft^2/L^4)} \therefore 1$$

$$\Pi_2 = \frac{P_v}{D_r^5 N_v^3 \rho_f} : \frac{(FL/t)}{(L^5)(1/t^3)(Ft^2/L^4)} \therefore 1$$

$$\Pi_3 = \frac{\dot{m}_v}{D_r^3 N_v \rho_f} : \frac{(Ft/L)}{(L^3)(1/t)(Ft^2/L^4)} \therefore 1$$

Portanto, resulta,

$$\Pi_1 = \frac{\Delta p}{D_r N_v \rho_f}, \quad \Pi_2 = \frac{P_v}{D_r^5 N_v^3 \rho_f}, \quad \Pi_3 = \frac{\dot{m}_v}{D_r^3 N_v \rho_f}$$

APÊNDICE B

VARIÁVEIS E PARÂMETROS FIXOS PARA OS COMPONENTES DA SIMULAÇÃO

Este apêndice apresenta as variáveis fornecidas (de entrada), as variáveis calculadas (de saída) e os parâmetros fixos necessários a cada componente.

A variável que é calculada através de uma equação diferencial aparece também como variável fornecida.

B.1 - Ventilador ou Bomba

Variáveis fornecidas

1	2	3	4
\dot{m}	p_o	N_v	T_i

Variáveis calculadas

1	2	3
P_i	T_o	P_v

Parâmetros fixos

1-5	6-10	11	12	13	14
$d_1 \dots d_5$	$e_1 \dots e_5$	D	At_i	At_o	modo = $\begin{matrix} 1 - \text{ar} \\ 2 - \text{agua} \end{matrix}$

B.2 - Canalização de Ar/Água

Variáveis fornecidas

1	2	3	4	5
\dot{m}_f	p_o	T_{f1}	T_{ae}	T_{fo}

Variáveis calculadas

1	2
T_{fo}	P_i

Parâmetros fixos

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_e A_e$	Ct_c	L_c	e	Dh	At_c	A_d	Δz	Modo = 1 - ar simplificado 2 - água simplificado -1 - ar detalhado -2 - água detalhado

B.3 - Processo de Junção de Dois Fluxos de Ar/Água

Variáveis Fornecidas

1	2	3	4	5	6	7
\dot{m}_{11}	\dot{m}_{12}	P_o	T_{11}	T_{12}	w_{11}	w_{12}

Variáveis calculadas

1	2	3	4	5
\dot{m}_o	p_{11}	p_{12}	T_o	w_o

Parâmetros fixos

1	2	3	4	5	6
C_{1o}	C_{2o}	A_{11}	A_{12}	A_o	Modo = 1 - ar 2 - água

B.4 - Processo de Bifurcação de Um Fluxo de Ar/Água

Variáveis fornecidas

1	2	3
\dot{m}_1	P_{o1}	P_{o2}

Variáveis calculadas

1	2	3
\dot{m}_{o1}	\dot{m}_{o2}	p_1

Parâmetros fixos

1	2	3	4	5	6
k_{11}	k_{12}	At_1	At_{o1}	At_{o2}	Modo = 1 - ar 2 - água

B.5 - Resistência ao Fluxo de Ar/Água

B.5.1 - Cálculo da pressão na entrada (equação 3.2.83)

Variáveis fornecidas

1	2
\dot{m}	P_o

Variáveis calculadas

1
p_1

Parâmetros fixos

1	2
K_p	a

B.5.2 - Cálculo do fluxo de massa (equação 3.2.84)

Variáveis fornecidas

1	2
P_1	P_o

Variáveis calculadas

1
\dot{m}

Parâmetros fixos

1	2
K_p	a

B.6 - Sensor

Variáveis fornecidas

1	2
G	C_t

Variáveis calculadas

1
C_t

Parâmetros fixos

1	2	3
τ_t	G_{\min}	$G_{\max} - G_{\min}$

B.7 - Controlador de Duas Posições

Variáveis necessárias

1	2
C_1	C_{set}

Variáveis calculadas

1
C_o

Parâmetros fixos

1
ΔG

B.8 - Controlador PID

Variáveis fornecidas

1	2	3	4
C_1	C_{set}	C_I	C_o

Variáveis calculadas

1	2
C_I	C_o

Parâmetros fixos

1	2	3	4
B_P	B_I	B_D	τ_c

B.9 - Relé Inversor

Variáveis fornecidas

1
C_I

Variáveis calculadas

1
C_o

Parâmetros fixos

não há

B.10 - Registro ou Válvula de Duas Vias

Variáveis fornecidas

1	2	3	4
p_o	\dot{m}	C_C	C_A

Variáveis calculadas

1	2	3
C_A	p_i	C_R

Parâmetros fixos

1	2	3	4	5	6
K_{Rb}	τ_R	λ_R	α_R	γ_R	modo = 1 - ar 2 - água

B.11 - Registro ou Válvula de Três Vias

Variáveis necessárias

1	2	3	4	5	6	7	8	9
\dot{m}_{11}	\dot{m}_{12}	p_o	T_{11}	T_{12}	w_{11}	w_{12}	C_C	C_A

Variáveis calculadas

1	2	3	4	5	6	7
C_d	\dot{m}_o	p_{11}	p_{12}	T_o	w_o	C_R

Parâmetros fixos

1	2	3	4	5	6	7	8	9
K_{Rb1}	K_{Rb2}	λ_{R1}	λ_{R2}	α_{R1}	α_{R2}	τ_R	γ_R	Modo = 1 - ar 2 - água

B.12 - Relé Sequenciador

Variáveis fornecidas

1
C_1

Variáveis calculadas

1	2
$C1_o$	$C2_o$

Parâmetros fixos

não há

B.13 - Relé Seletor

Variáveis fornecidas

1	2
$C1_1$	$C2_1$

Variáveis calculadas

1
C_o

Parâmetros fixos

1	
modo	= - 1 - seleciona o menor valor + 1 - seleciona o maior valor

B.14 - Resistência Elétrica

Variáveis fornecidas

1	2	3	4
\dot{m}_a	C_K	T_{a1}	T_{ao}

Variáveis calculadas

1	2
T_{ao}	P_K

Parâmetros fixos

1	2
Ct_K	$H_K A_K$

B.15 - Serpentina de Água Quente

B.15.1 - Modelo Simplificado

Variáveis fornecidas

1	2	3	4	5	6
\dot{m}_a	T_{a1}	T_{ao}	\dot{m}_w	T_{w1}	T_{wo}

Variáveis calculadas

1	2
T_{ao}	T_{wo}

Parâmetros fixos

1	2	3
$U_H A_H$	ϕ_H	τ_L

B.15.2 - Modelo Detalhado

Variáveis fornecidas

1	2	3	4	5	6	7
\dot{m}_a	T_{a1}	T_{ao}	\dot{m}_w	T_{w1}	T_{wo}	T_{aux}

Variáveis calculadas

1	2	3
T_{ao}	T_{wo}	T_{aux}

Parâmetros fixos

1	2	3	4	5	6
ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ϕ_H	Ct_H

B.16 - Serpentina de Água Gelada

Variáveis fornecidas

1	2	3	4	5	6	7	8
\dot{m}_w	T_{w1}	\dot{m}_a	T_{a1}	w_{a1}	T_{wo}	T_{ao}	w_{ao}

Variáveis calculadas

1	2	3	4	5
T_{wo}	T_{ao}	w_{ao}	q_{tot}	q_{sens}

Parâmetros fixos

1		2	3	4	5	6	7
tipo = 0 ; aleta contínua 1 ; aleta circular		A_z	A_m	A_d	A_{min}/A_{face}	k_c	A_{face}

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
N_m	N_c	N_r	D_{ec}	D_{dc}	δ_m	Ct_N	S_x	D_m	S_N	k_m	N_w

B.17 - Umidificador Evaporativo

Variáveis fornecidas

1	2	3
T_{a1}	\dot{m}_a	w_{a1}

Variáveis calculadas

1	2
T_{ao}	w_{ao}

Parâmetros fixos

1
$H_u A_u$

B.18 - Injetor de Vapor D'Água

Variáveis fornecidas

1	2	3	4	5
T_S	T_{a1}	w_{a1}	\dot{m}_a	C_l

Variáveis calculadas

1	2	3
T_{ao}	w_{ao}	\dot{m}_S

Parâmetros fixos

1	2
η_U^S	$(\dot{m}_S)_{max}$

B.19 - Ambiente Climatizado

Variáveis necessárias

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
\dot{m}_a	T_{a1}	T_M	T_w	T_J	\bar{T}_S	w_E	w_{a1}	q_w	q_J	q_l

Variáveis calculadas

1	2	3	4	5	6
T_M	T_W	T_J	\bar{T}_S	w_E	\bar{T}_E

Parâmetros fixos

1	2	3	4	5	6
ϕ_E	Ct_W	Ct_J	$H_W A_W$	$H_J A_J$	j

APÊNDICE C FUNÇÃO HYSTER

A função matemática HYSTER, aqui apresentada, tem por objetivo reproduzir a histerese que ocorre nos registros/válvulas de controle de vazão. HYSTER representa a posição relativa do registro/válvula controlada por um atuador de posição relativa, C .

A Fig. C.1 mostra graficamente o modelo a ser descrito.

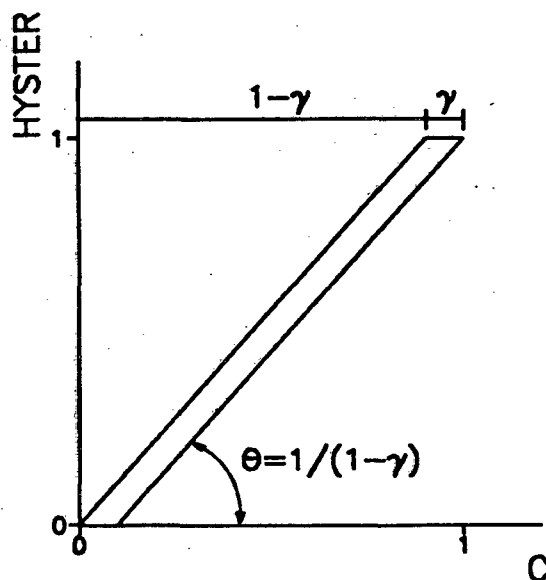


Figura C.1 Representação gráfica da histerese.

Nesta Figura, a abscissa, C , é a posição requerida pelo atuador e a ordenada, HYSTER, é a efetiva posição do registro/válvula. A reta à esquerda (descendente) indica o caminho de fechamento do registro/válvula, enquanto a da direita (ascenden-

te) o caminho de abertura. γ é a fração que o atuador deve se movimentar, quando há inversão no sentido de atuação, para que haja alteração na posição do registro/válvula. A inclinação das retas ascendente e descendente é dada pela equação (C.1), já que a posição relativa do atuador e do registro/válvula assumem valores entre zero e um.

$$\theta = \frac{1}{1 - \gamma} \quad (C.1)$$

O modelo considera que o posicionamento do registro/válvula depende da sua posição anterior. Como o processo é dinâmico, isto significa dizer que a posição no tempo t depende da posição no instante $t - \Delta t$.

No instante t igual a zero, a posição do registro/válvula estará sempre sobre a reta ascendente (ver Fig. C.2). Isto significa dizer que se o atuador se posicionar com intenção de abrir o registro/válvula, este se abrirá instantaneamente. Entretanto, se o atuador se movimentar no sentido de fechar o registro/válvula, o mesmo somente se fechará após o atuador se deslocar uma distância maior que a fração γ . Sendo assim, HYSTER será dada pela seguinte expressão,

$$\text{HYSTER}^o = (C^o - \gamma)\theta \quad (C.2)$$

onde, o superescrito "o" indica as quantidades no instante t igual a zero. O valor $CR^o = C^o - \gamma$ é armazenado para ser utilizado no tempo $t + \Delta t$.

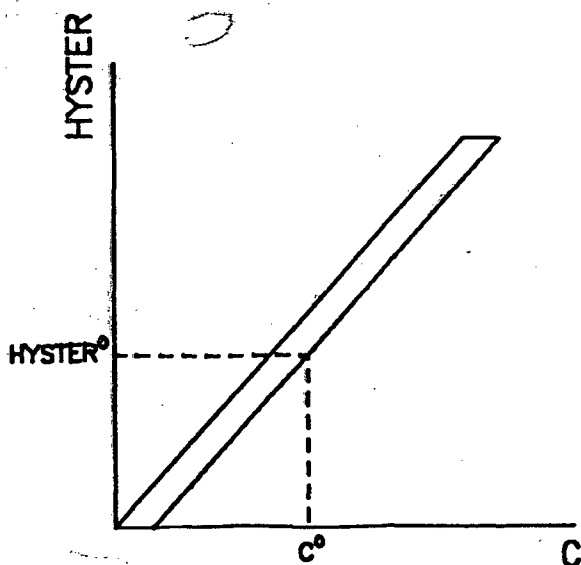


Figura C.2 - Posicionamento do registro/válvula no instante $t=0$.

Obedecendo a certas restrições, HYSTER assume os seguintes valores, para t maior do que zero,

$$\text{Para } C - CR^- > \gamma \Rightarrow CR = C - \gamma \quad (a)$$

$$\text{Para } C - CR^- < 0 \Rightarrow CR = C \quad (b)$$

$$\text{Em caso contrário } CR = CR^- \quad (c)$$

$$HYSTER = CR \theta \quad (C.3)$$

onde, CR^- é o valor de CR no instante $t-\Delta t$.

A Fig. C.3 ilustra as possíveis situações resultantes da equação C.3. Convém observar que C^- é a posição do atuador no instante $t-\Delta t$, localizado sobre a reta ascendente. Quando o atuador se desloca para abrir o registro/válvula, em direção ao ponto 1, a restrição (a), da equação C.3, é atendida. Para alcançar o ponto 2, o atuador se desloca, fechando a válvula em uma fração maior que γ , atendendo assim à restrição (b). No ponto 3 o atuador se deslocou uma fração menor que γ e não alterou a posição do registro/válvula, sendo então a restrição (c) atendida.

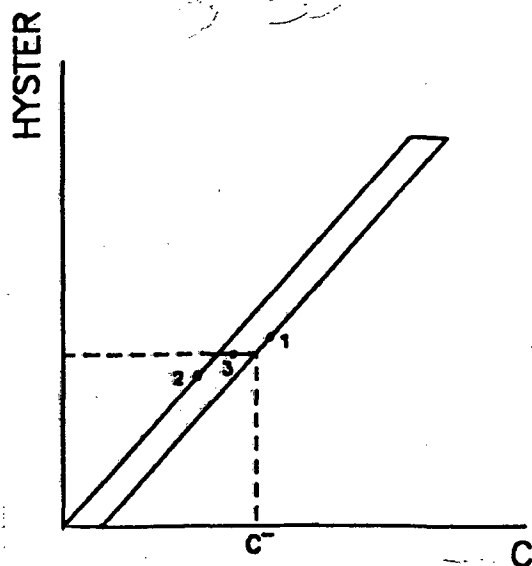


Figura C.3 - Possíveis situações resultantes da equação C.3.

APÊNDICE D FUNÇÃO DELAY

Esta função tem por objetivo avaliar uma determinada variável num certo instante de tempo anterior ao atual. Isto se faz necessário devido ao atraso de transporte que ocorre, por exemplo, em tubulações. Perturbações na entrada da tubulação serão percebidas na saída somente depois que a quantidade de fluido que recebeu a perturbação atravesse toda a tubulação. Portanto, uma perturbação num instante de tempo anterior terá efeito no instante atual.

Este método é necessário, pois o programa HVACSIM⁺ trabalha com intervalos de tempo muito pequenos. Considerando intervalos de tempo da ordem de décimos de segundo, a representação do atraso de transporte através de valores previamente tabelados exigiria uma excessiva memória computacional.

A função DELAY é representada da seguinte maneira,

$$\text{DELAY } [F(t)] = F(t - \tau_x) \quad (\text{D.1})$$

onde, τ_x é o atraso de transporte ($\rho \cdot \theta / \dot{m}$).

Um polinômio de 5ª ordem é utilizado para representar a distribuição de temperatura ao longo do comprimento da tubulação (Clark [5]). Assim,

$$T(\xi, t) = g_1(t) + g_2(t) \xi + g_3(t) \xi^2 + g_4(t) \xi^3 + g_5(t) \xi^4 + g_6(t) \xi^5 \quad (\text{D.2})$$

onde, g_1 a g_6 são os coeficientes do polinômio e ξ representa a posição ao longo da tubulação ($0 \leq \xi \leq 1$).

Os coeficientes $g_1(t)$ a $g_6(t)$ são avaliados a cada iteração do programa

HVACSIM⁺. Para isso, as temperaturas em 5 posições determinadas, ξ , são avaliadas da seguinte forma,

$$T(\xi, t) = T(\xi - \Delta\xi, t^-) \quad ; \quad \Delta\xi \leq \xi \leq 1 \quad (D.3)$$

$$T(\xi, t) = T(0, t) + [T(0, t^-) - T(0, t)] \frac{\xi}{\Delta\xi} \quad ; \quad 0 \leq \xi < \Delta\xi \quad (D.4)$$

onde, $\Delta\xi = \Delta t / \tau_x$.

Os coeficientes g_2 a g_6 são então determinados por eliminação de Gauss e $g_1(t)$ é feito igual à função $F(t)$ no instante de tempo anterior ao atual de simulação.

Para se obter uma solução estável, os pontos ao longo da tubulação deveriam estar igualmente espaçados, sendo ressalvadas as seguintes restrições:

- 1) um ponto deve estar localizado em $\xi = \Delta\xi$;
- 2) se $\Delta\xi > 1/5$, deve haver um ou mais pontos na região $0 < \xi < \Delta\xi$;
- 3) se $\Delta\xi > 1/2$, uma distribuição linear de temperatura é usada e
- 4) se $\Delta\xi > 1$, uma distribuição uniforme de temperatura é usada.

Depois de avaliados os coeficientes g_1 a g_6 a função DELAY é avaliada da seguinte forma,

$$\text{DELAY} = T(t, \xi - \Delta\xi) \quad (D.5)$$

APÊNDICE E ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES E CONDIÇÕES INICIAIS

E.1 - Controle Somente de Temperatura

As Figuras E.1 e E.2 mostram a configuração dos componentes e variáveis envolvidas no controle de temperatura. Na Figura E.1 a resistência elétrica e o umidificador estão desativados para esta situação.

Cada unidade (componente) nas Figuras E.1 e E.2 está especificado pela letra "U" seguida de um número.

O sistema como um todo foi incorporado em um único superbloco. O superbloco foi dividido em três blocos: O sistema de distribuição de ar pertence ao bloco nº 1, O ambiente climatizado ao bloco nº 2 e os componentes da Figura E.2 ao bloco nº 3.

A seguir são especificados os componentes utilizados no controle de temperatura. A denominação que cada variável recebe no programa HVACSIM⁺ também é apresentada. Esta denominação concorda com a simbologia existente nas Figuras E.1 e E.2.

Note que a variável que é calculada através de uma equação diferencial aparece também como variável fornecida.

Bloco nº 1

UI - Resistência ao Fluxo de Ar que a Serpentina de Água Gelada Impõe ao Sistema de Distribuição de Ar

Os coeficientes, K_p e a , da equação (3.2.82) foram determinados a partir do catálogo das Indústrias HITACHI S/A para uma serpentina com 6 filas de tubos.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através da serpentina de água gelada - \dot{m}_1

Pressão do ar na saída da serpentina de água gelada - p_2

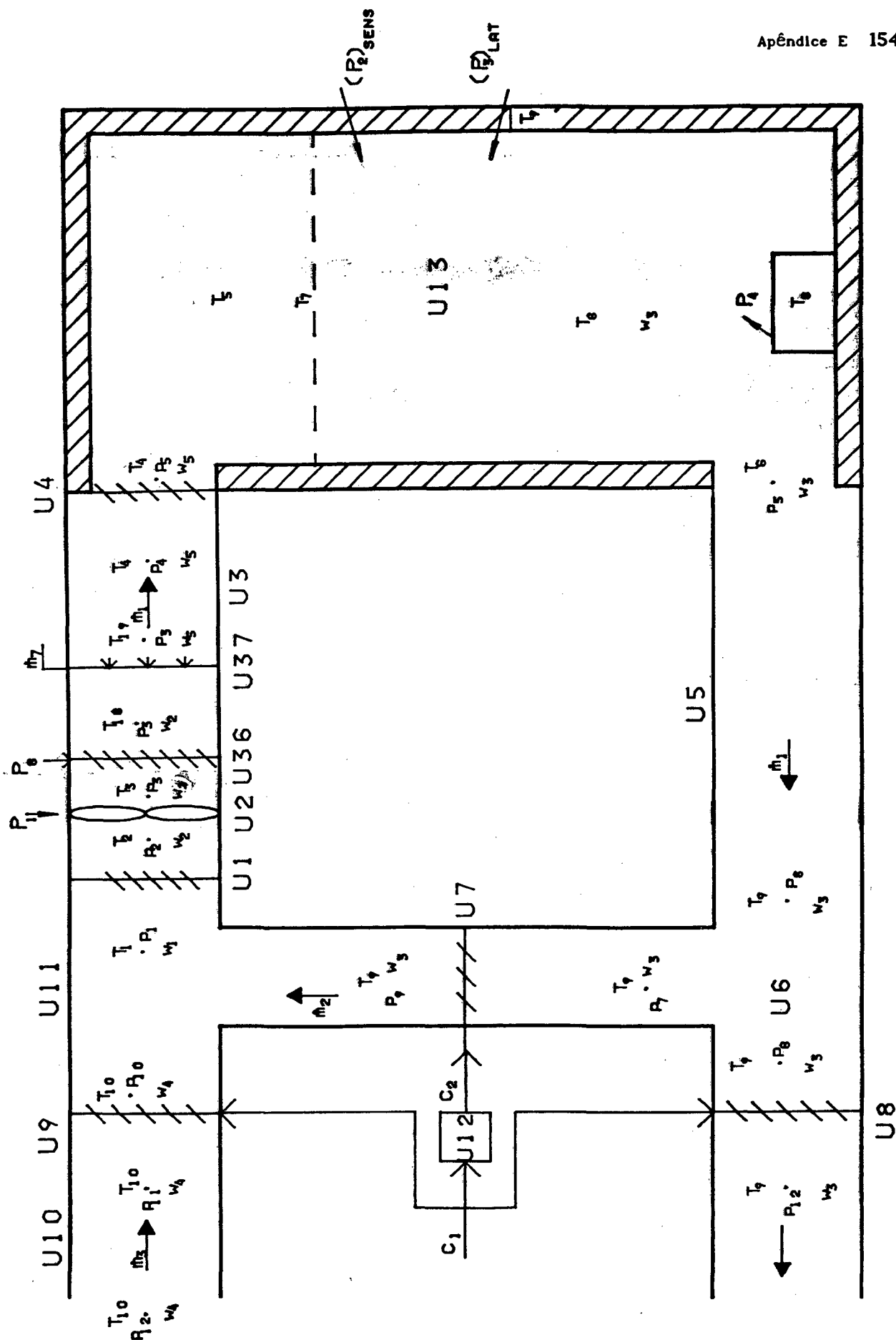


Figura E.1 - Ambiente climatizado (bloco nº 2) e componentes do bloco nº 1 da simulação.

Variáveis calculadas

Pressão do ar na entrada da serpentina de água gelada - P_1

Parâmetros fixos

Coeficientes da equação (3.2.82)

$K_p = 0,063383 \text{ kPa}/(\text{kg/s})^2$ $a = 2,0$

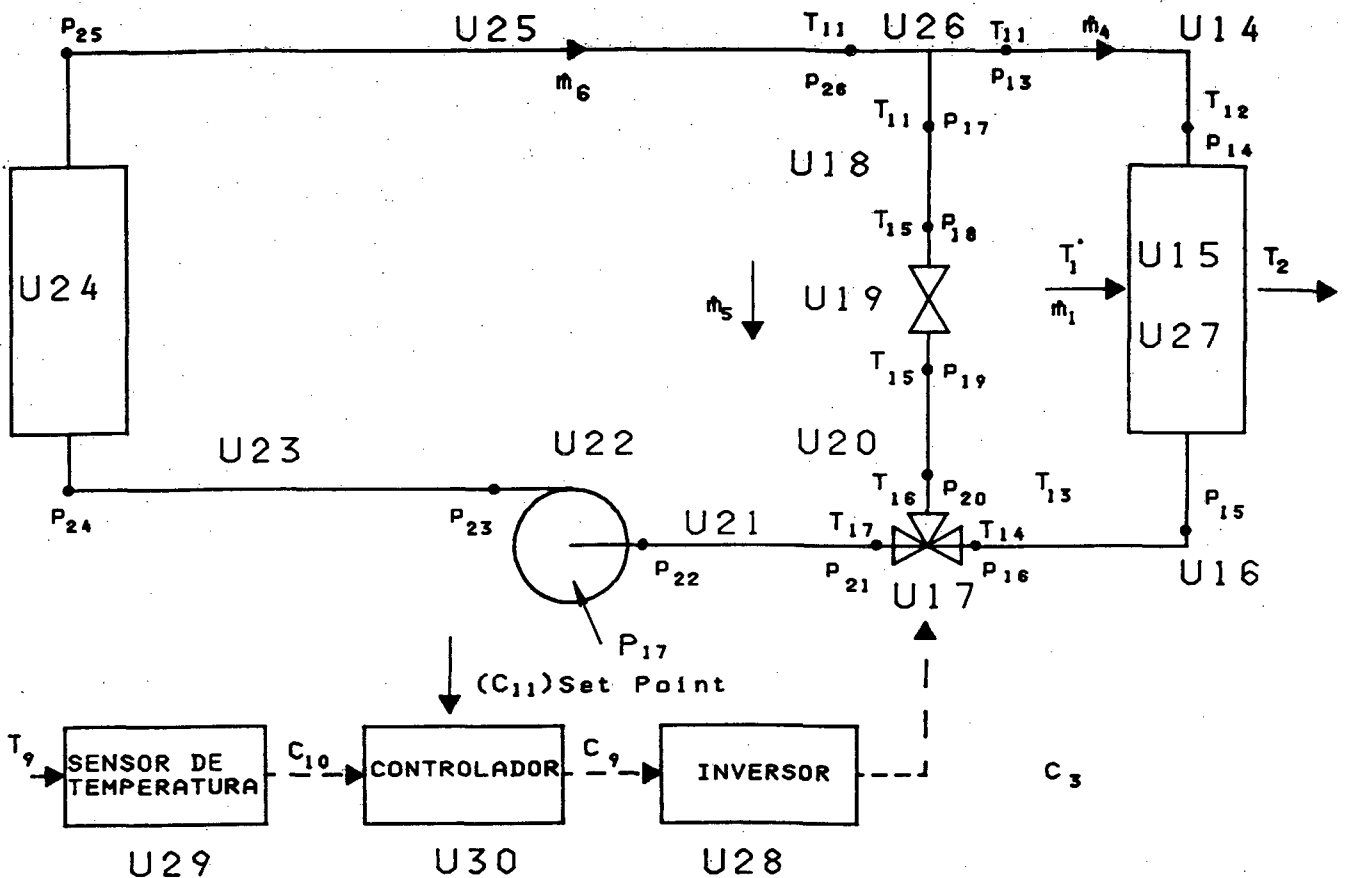


Figura E.2 - Componentes do bloco nº 3 da simulação no controle de temperatura

U2 - Ventilador

Fabricante : Indústrias HITACHI S/A

Modelo : BPC 270203

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através do ventilador - \dot{m}_1

Pressão do ar na saída do ventilador - P_3

Rotação do ventilador - N_1

Temperatura do ar na entrada do ventilador - T_2

Variáveis calculadas

Pressão do ar na entrada do ventilador - p_2
 Temperatura do ar na saída do ventilador - T_3
 Potência consumida pelo ventilador - P_1

Parâmetros fixos

Coeficientes da equação (3.1.12)

d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
2,609286	2,104908	-2,621322	0,0	0,0

Coeficientes da equação (3.1.13)

e_1	e_2	e_3	e_4	e_5
0,4723396	0,4697215	-0,6545338	0,0	0,0

Diâmetro do rotor = 0,5 m
 modo = 1,0 (ar)

U3 - Tubulação de Insuflamento de Ar

A área da seção transversal da tubulação é retangular (609,6mm x 457,2mm).
 A espessura da chapa é 1 mm e o material da chapa é aço carbono (C = 0,5%).

O coeficiente de convecção externo foi obtido da seguinte equação (Holman [28]),

$$H_e = \frac{Nu \, k_a}{D_h} = \frac{k_a}{D_h} 0,53 (Gr \, Pr)^{1/4} \quad (E.1)$$

onde, $Gr = g \, \beta \, (T_e - \bar{T}_c) \, Dh^3 \, Pr / (\mu/\rho)^2$

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através da tubulação - \dot{m}_1
 Pressão do ar na saída da tubulação - p_4
 Temperatura do ar na entrada da tubulação - T_3
 Temperatura do ar exterior - T_{10}
 Temperatura do ar na saída da tubulação - T_4

Variáveis calculadas

Temperatura do ar na saída da tubulação - T_4
 Pressão do ar na entrada da tubulação - p_3

Parâmetros fixos

Coeficiente de convecção externa x área	= $11,711 \times 10^{-3} \text{ kW/}^\circ\text{C}$
Capacidade térmica do material da tubulação	= $155,426 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$
Volume interno da tubulação	= $5,574 \text{ m}^3$
Rugosidade absoluta	= $0,15 \text{ mm}$
Diâmetro hidráulico da tubulação	= $0,5225 \text{ m}$
Área da seção transversal da tubulação	= $0,2787 \text{ m}^2$
Área superficial interna da tubulação	= $3,556 \text{ m}^2$
Altura da saída em relação à entrada	= $0,0$
modo	= 1 (ar - simplificado)

U4 - Resistência que a Veneziana na Entrada de Ar do Ambiente Climatizado Impõe ao Escoamento

Os coeficiente a e K_p da equação (3.2.82) foram escolhidos arbitrariamente.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através da veneziana	- \dot{m}_1
Pressão do ar na saída da veneziana (entrada do ambiente climatizado)	- p_5

Variáveis calculadas

Pressão do ar na entrada da veneziana	- p_4
---------------------------------------	---------

Parâmetros fixos

Coeficiente da equação (3.2.82)	
$K_p = 1,60 \times 10^{-2} \text{ kPa/(kg/s)}^2$	$a = 2,0$

U5 - Tubulação de Retorno de Ar

Esta tubulação foi isolada termicamente de tal forma que nenhum calor é trocado com o ambiente externo. Desta forma, a temperatura na saída da tubulação não é calculada e seu índice é zero.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa através da tubulação	- \dot{m}_1
Pressão do ar na saída da tubulação	- p_6
Temperatura do ar na entrada da tubulação	- T_9
Temperatura do ar exterior	- T_{10}
Temperatura do ar na saída da tubulação	- T_9

Variáveis calculadas

Temperatura do ar na saída da tubulação - T_0

Pressão do ar na entrada da tubulação - p_5

Parâmetros fixos

Volume interno da tubulação = 5,574 m³

Rugosidade absoluta da tubulação = 0,15 mm

Diâmetro hidráulico da tubulação = 0,5225 m

Área da seção transversal da tubulação = 0,2787 m²

Área superficial interna da tubulação = 3,556 m²

modo = 1 (ar)

Obs: Os demais parâmetros são iguais a zero.

U6 - Bifurcação do Escoamento de Ar

O fluxo de massa de ar de exaustão não é calculado por este componente.

Os coeficientes k_{11} e k_{12} da equação (3.2.74) foram obtidos de ASHRAE [7].

Variáveis fornecidas

fluxo de massa de ar na entrada da bifurcação - \dot{m}_1

Pressão do ar na primeira saída da bifurcação - p_8

Pressão do ar na segunda saída da bifurcação - p_7

Variáveis calculadas

Fluxo de massa de ar na primeira saída da bifurcação - \dot{m}_2

Fluxo de massa de ar na segunda saída da bifurcação - \dot{m}_0

Pressão do ar na entrada da bifurcação - p_6

Parâmetros fixos

Coeficiente de perda de carga entre a entrada e a primeira saída = 0,3

Coeficiente de perda de carga entre a entrada e a segunda saída = 0,3

Área da seção transversal da entrada = 0,2787m²

Área da seção transversal da primeira saída = 0,2787m²

Área da seção transversal da segunda saída = 0,2787m²

Modo = 1,0 (ar)

U7 - Registro

Fabricante : Johnson Controls

Tipo : lâminas paralelas

Uma regressão não-linear foi realizada no levantamento dos componentes, K_{Rb} , α_R e λ_R . Devido à grande variação da variável dependente K_R (equação (3.3.30)), o critério adotado para a regressão foi a minimização das diferenças quadráticas relativas entre os valores fornecidos pelo catálogo do fabricante e os calculados pela equação (3.3.30). Ou seja, a seguinte equação foi minimizada, em relação aos coeficientes K_{eb} , α_R e λ_R ,

$$\sum_{n=1}^{n^o \text{ ptos}} \left[\frac{(K_R)_n - KC_n}{KC_n} \right]^2 \quad (E.2)$$

onde, $(K_R)_n$ é o valor de K_R calculado pela equação (3.3.30) e KC_n é o valor de K_R fornecido pelo catálogo do fabricante.

A máxima diferença observada entre o valor de K_R calculado e o valor de K_R fornecido pelo fabricante foi de 44%, com o registro 89% aberto. No entanto, esta diferença proporciona um erro de 17% no cálculo do fluxo de massa.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através do registro - \dot{m}_2

Pressão do ar na saída do registro - P_{12}

Sinal de controle (posição do registro) - C_2

Variáveis calculadas

Pressão do ar na entrada do registro - P_8

Parâmetros fixos

Coefficientes da equação (3.3.30)

$$K_{Rb} = 5,32131 \times 10^{-3} \text{ kPa}/(\text{kg/s})^2$$

$$\alpha_R = 0,976672$$

$$\lambda_R = 6,59936 \times 10^{-3}$$

Constante de tempo do atuador = 0,0

Histerese do atuador = 0,0

Modo = 1 (ar)

Obs.: Não se fez uso do atuador pois o registro permaneceu sempre na mesma posição ao longo do período de simulação.

U8 - Registro

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através do registro - \dot{m}_3

Pressão do ar na saída do registro - P_{12}

Sinal de controle (posição do registro) - C_1

Variáveis calculadas

Pressão do ar na entrada do registro - p_8

Os parâmetros fixos são idênticos aos especificados no componente U7.

U9 - Registro

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através do registro - \dot{m}_3

Pressão do ar na saída do registro - p_{10}

Sinal de controle (posição do registro) - C_1

Variáveis calculadas

Pressão do ar na entrada do registro - p_{11}

Os parâmetros fixos são idênticos aos especificados no componente U7.

U10 - Tubulação de Ar

Este componente é um componente fictício, utilizado estrategicamente somente para calcular o fluxo de massa de ar captado do exterior.

Variáveis fornecidas

Pressão do ar na entrada da tubulação - p_{12}

Pressão do ar na saída da tubulação - p_{11}

Temperatura do ar na entrada da tubulação - T_{10}

Temperatura do ar externo - T_{10}

Temperatura do ar na saída da tubulação - T_{10}

Variáveis calculadas

Temperatura do ar na saída da tubulação - T_0

Fluxo de massa de ar através da tubulação - \dot{m}_3

Parâmetros fixos

Volume interno da tubulação = $0,2787 \text{ m}^3$

Rgicidade absoluta da tubulação = $0,15 \text{ mm}$

Diâmetro hidráulico da tubulação = $0,5225 \text{ m}$

Área da seção transversal da tubulação = $0,2787 \text{ m}^2$

Área da superfície interna da tubulação = $0,1778 \text{ m}^2$

Modo = 1,0 (ar - simplificado)

Obs.: Os demais parâmetros são iguais a zero.

U11 - Junção de Escoamento de Ar

Os coeficientes k_{10} e k_{20} da equação (3.2.64) foram obtidos de ASHRAE [6].

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar na primeira entrada - \dot{m}_2

Fluxo de massa de ar na segunda entrada - \dot{m}_3

Pressão do ar na saída da tubulação - p_1

Temperatura do ar na primeira entrada - T_9

Temperatura do ar na segunda entrada - T_{10}

Umidade absoluta na primeira entrada - w_3

Umidade absoluta na segunda entrada - w_4

Variáveis calculadas

Fluxo de massa de ar na saída - \dot{m}_1

Pressão do ar na primeira entrada - p_9

Pressão do ar na segunda entrada - p_{10}

Temperatura do ar na saída - T_1

Umidade absoluta na saída - w_1

Parâmetros fixos

Coeficiente de perda de carga entre a primeira entrada e a saída = 0,36

Coeficiente de perda de carga entre a segunda entrada e a saída = 0,0

Área da seção transversal da primeira entrada = $0,2787 \text{ m}^2$

Área da seção transversal da segunda entrada = $0,2787 \text{ m}^2$

Modo = 1,0 (ar)

U12 - Relé Inversor

Este componente é utilizado para inverter o sinal de entrada do registro (U7). Isto se faz necessário, pois, quando o registro de captação de ar exterior e o registro de exaustão se fecham o registro de ar de recirculação deve se abrir vice-versa.

Variável fornecida

Sinal de controle na entrada do inversor - C_1

Variável calculada

Sinal de controle na saída do inversor - C_2

Não há parâmetros fixos

Bloco nº 2

U13 - Ambiente Climatizado

O ambiente climatizado possui um volume interno de 750 m^3 , sendo 20 metros de comprimento por 12,5 metros de largura e 3 metros de altura. A espessura das paredes é de 15 cm.

Os coeficientes de transferência de calor entre as paredes internas e o ar são obtidos de ASHRAE [6].

Estima-se que 2/3 da massa de ar no interior da sala está completamente misturada e em 1/3 a temperatura está estratificada.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar insuflado no ambiente	- \dot{m}_1
Temperatura do ar insuflado no ambiente	- T_4
Temperatura da região misturada	- T_6
Temperatura das paredes do ambiente	- T_9
Temperatura das massas internas	- T_8
Temperatura média da região estratificada	- T_5
Umidade absoluta no interior do ambiente	- w_3
Umidade absoluta do ar insuflado	- w_2
Ganho de calor sensível externo	- P_2
Calor trocado entre as massas internas e o ambiente	- P_4
Ganho de calor latente	- P_3

Variáveis calculadas

Temperatura da região misturada	- T_6
Temperatura das paredes do ambiente	- T_9
Temperatura das massas internas	- T_8
Temperatura média da região estratificada	- T_5
Umidade absoluta no interior do ambiente	- w_3
Temperatura média do ambiente	- T_7

Parâmetros fixos

Volume interno do ambiente	= 750 m^3
Capacidade térmica das paredes	= $89712 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$

Capacidade térmica das massa internas	= 0,0
Coefficiente de transferência de calor x área entre as paredes internas e o ar	= 3,8782 kW/°C
Coefficiente de transferência de calor x área entre as massa internas e o ar	= 0,0
Fração de massa de ar completamente misturada	= 0,667

Bloco nº 3

U14 - Tubulação de Água

O coeficiente de convecção externo utilizado foi obtido a partir da equação

E.1.

O material de toda tubulação de água é aço galvanizado.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de água através da tubulação	- \dot{m}_4
Pressão da água na saída da tubulação	- P_{14}
Temperatura da água na entrada da tubulação	- T_{11}
Temperatura do ar externo	- T_{10}
Temperatura do água na saída da tubulação	- T_{12}

Variáveis calculadas

Temperatura da água na saída da tubulação	- T_{12}
Pressão da água na entrada da tubulação	- P_{13}

Parâmetros fixos

Coefficiente de convecção externo x área	= $0,43538 \times 10^{-3}$ k/°C
Capacidade térmica do material da tubulação	= 0,34428 kJ/°C
Volume interno da tubulação	= $5,70 \times 10^{-4}$ m ³
Rugosidade relativa interna	= 0,1524 mm
Diâmetro interno da tubulação	= $38,10 \times 10^{-3}$ m
Área da seção transversal da tubulação	= $1,14009 \times 10^{-3}$ m ²
Área da superfície interna da tubulação	= $5,9847 \times 10^{-2}$ m ²
Altura da saída em relação à entrada	= 0,0
Modo	= 2,0 (água - simplificado)

U15 - Serpentina de Água Gelada

Fabricante : Indústrias HITACHI S/A

Modelo : RAH-763V6

A velocidade de face do ar é de 2,2 m/s.

A Tabela E.1 apresenta uma comparação, em regime permanente, dos resultados obtidos pelo programa HVACSIM⁺ com os resultados obtidos do catálogo das Indústrias HITACHI S/A. As seguintes condições são necessárias para a obtenção dos resultados da Tabela E.1:

Fluxo de massa de água	= 2,2448 kg/s
Fluxo de massa de ar	= 1,8744 kg/s
Temperatura do ar na entrada da serpentina	= 27°C
Temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da serpentina	= 20,2°C
Temperatura da água na entrada da serpentina	= 7°C

Tabela E.1 - Comparação dos resultados obtidos pelo programa HVACSIM⁺ com resultados obtidos do catálogo das Industrias HITACHI S/A.

	Numérico	Catálogo
Temperatura do ar na saída da serpentina	11,27 °C	12,20 °C
Temperatura da água na saída da serpentina	12,31 °C	12,00 °C
Calor sensível retirado do ar	49,91 kW	46,98 kW
Calor total retirado do ar	30,00 kW	26,67 kW

Pode ser observado na Tabela E.1 que a diferença na temperatura do ar na saída da serpentina está abaixo de 1°C e a que a diferença na temperatura da água na saída da serpentina é de 0,3°C. Estes valores podem ser considerados razoáveis quando comparados à incerteza de medição dos resultados de catálogo. Considerando que os calores sensível e total são inferidos a partir das diferenças de temperatura, entre entrada e saída do ar e da água na serpentina, os resultados numéricos para estes casos também mostram-se razoáveis.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de água através da serpentina	- \dot{m}_4
Temperatura da água na entrada da serpentina	- T_{12}
Fluxo de massa de ar através da serpentina	- \dot{m}_1
Temperatura do ar na entrada da serpentina	- T_1
Umidade absoluta do ar na entrada da serpentina	- w_1
Temperatura da água na saída da serpentina	- T_{13}
Temperatura do ar na saída da serpentina	- T_2
Umidade absoluta do ar na saída da serpentina	- w_2

Variáveis calculadas

Temperatura da água na saída da serpentina	- T_{13}
Temperatura do ar na saída da serpentina	- T_2
Umidade absoluta do ar na saída da serpentina	- w_2
Quantidade de calor total retirado do ar	- P_5
Quantidade de calor sensível retirado do ar	- P_6

Parâmetros fixos

Tipos das aletas	= 0 (contínuas)
Área da superfície exterior dos tubos (primária)	= $5,8967 \text{ m}^2$
Área da superfície das aletas (secundária)	= $130,114 \text{ m}^2$
Área da superfície interna dos tubos	= $5,5283 \text{ m}^2$
Área mínima / Área de face	= $0,51906$
Condutividade térmica do material das aletas	= $0,204 \text{ kW/mK}$ (alumínio)
Área de face da serpentina	= $0,71 \text{ m}^2$
Número de aletas por centímetro	= $4,34$
Número de tubos por fila	= 18
Número de filas	= 6
Diâmetro externo dos tubos	= $15,88 \times 10^{-3} \text{ m}$
Diâmetro interno dos tubos	= $14,88 \times 10^{-3} \text{ m}$
Espessura das aletas	= $0,14 \times 10^{-3} \text{ m}$
Capacidade térmica da serpentina	= $31,03 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$
Espaçamento entre os tubos na direção do fluxo de ar	= $33,0 \times 10^{-3} \text{ m}$
Comprimento das aletas	= $0,748 \text{ m}$
Profundidade da serpentina da direção do fluxo de ar	= $0,229 \text{ m}$
Condutividade térmica dos tubos	= $0,386 \text{ kW/mK}$ (cobre)
Número de circuitos de água	= 9

U16 - Tubulação de ÁguaVariáveis fornecidas

Fluxo de massa de água através da tubulação	- \dot{m}_4
Pressão da água na saída da tubulação	- P_{16}
Temperatura da água na entrada da tubulação	- T_{13}
Temperatura do ar externo	- T_{10}
Temperatura da água na saída da tubulação	- T_{14}

Variáveis calculadas

Temperatura da água na saída da tubulação - T_{14}

Pressão da água na entrada da tubulação - P_{15}

Parâmetros fixos

Os parâmetros fixos são idênticos à U14 exceto o coeficiente de convecção exterior x área, que também é calculado pela equação E.1. Seu valor é igual a $0,40025 \times 10^{-3} \text{ kW/}^\circ\text{C}$.

U17 - Válvula de Três Vias

A válvula foi especificada de forma que a sua característica instalada fosse aproximadamente linear em ambas as portas. Como resultado disto, o fluxo de massa de água bombeado é aproximadamente sempre o mesmo, independente da posição da válvula (ver Figura 4.8). Isto também porque a restrição ao escoamento que o "bypass" impõe ao sistema é a mesma que a serpentina impõe ao sistema. Caso contrário o comportamento do fluxo de massa de água total bombeado com a posição da válvula seria aproximadamente linear.

A restrição que a válvula impõe ao sistema, quando uma das portas está totalmente aberta, corresponde à restrição de uma válvula de 1" fabricada pela SMART Indústria e Comércio Ltda, especificada como VC225-3010. O atuador eletromecânico, especificado pelo fabricante como ME440-0210, é também fabricado pela SMART Indústria e Comércio Ltda. A histerese do atuador da válvula foi estimada em 2,5% do curso total do atuador.

O fluxo de massa na saída da válvula não está sendo calculado pelo modelo deste componente. Isto se faz necessário para que o sistema de equações seja consistente.

Variável fornecida

Fluxo de massa de água na primeira porta de entrada - \dot{m}_4

Fluxo de massa de água na segunda porta de entrada - \dot{m}_5

Pressão da água na porta de saída - P_{21}

Temperatura da água na primeira porta de entrada - T_{14}

Temperatura da água na segunda porta de saída - T_{16}

Posição desejada da válvula (sinal do controlador) - C_3

Posição do atuador - C_4

Variável calculada

Posição do atuador	- C_4
Fluxo de massa de água na porta de saída	- \dot{m}_0
Pressão da água na primeira porta de entrada	- p_{16}
Pressão da água na segunda porta de entrada	- p_{20}
Temperatura da água na porta de saída	- T_{17}
Posição efetiva da válvula	- C_5

Parâmetros fixos

Resistência ao escoamento quando a porta 1 está aberta	= 8,776 kPa/kg s
Resistência ao escoamento quando a porta 2 está aberta	= 8,776 kPa/kg s
Parâmetro de vazamento da porta nº 1 da válvula	= $5,99085 \times 10^{-3}$
Parâmetro de vazamento da porta nº 2 da válvula	= $5,99085 \times 10^{-3}$
Característica da porta nº 1 da válvula	= 0,97
Característica da porta nº 2 da válvula	= 0,97
Constante de tempo do atuador da válvula	= 37,8 s
Parâmetro de histerese	= 0,025

U18 - Tubulação de Água

O material da tubulação é aço galvanizado e o coeficiente de transferência de calor externo é calculado da equação E.1.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de água através da tubulação	- \dot{m}_5
Pressão da água na saída da tubulação	- p_{18}
Temperatura da água na saída da tubulação	- T_{11}
Temperatura do ar externo	- T_{10}
Temperatura da água na saída da tubulação	- T_{15}

Variáveis calculadas

Temperatura da água na saída da tubulação	- T_{15}
Pressão da água na entrada da tubulação	- p_{17}

Parâmetros fixos

Coeficiente de convecção externo x área	= $0,2030 \times 10^{-3}$ kW/°C
Capacidade térmica do material da tubulação	= 0,14190 kJ/°C
Volume interno da tubulação	= $1,61643 \times 10^{-4}$ m ³

Rugosidade interna	= 0,1524 mm
Diâmetro interno da tubulação	= $26,64 \times 10^{-3}$ m
Área da secção transversal da tubulação	= $5,5738 \times 10^{-4}$ m ²
Área da superfície interna da tubulação	= $2,4271 \times 10^{-2}$ m ²
Altura da saída em relação à entrada	= 0,0
Modo	= 2,0 (água - simplificado)

U19 - Válvula de Duas Vias

Especificou-se uma válvula de gaveta cuja equação característica (equação 3.3.30) foi ajustada a partir dos valores da razão comprimento equivalente / diâmetro da válvula, fornecidos por Fox e McDonald [2].

A maior diferença observada entre os valores obtidos de Fox e McDonald [2] em relação aos valores calculados pela equação (3.3.30) foi de 2,93% .

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de água através da válvula	- \dot{m}_5
Pressão da água na saída da válvula	- P_{19}
Posição desejada (sinal do controlador)	- C_6
Posição do atuador	- C_7

Variáveis calculadas

Posição do atuador	- C_7
Pressão da água na entrada da válvula	- P_{18}
Posição efetiva da válvula	- C_8

Parâmetros fixos

Constante de tempo do atuador	- 0,0
Coeficientes da equação (3.3.30)	
K_{Rb}	= $0,70152 \text{ kPa}/(\text{kg/s})^2$
λ_R	= 0,024558
α_R	= 0,77093
Parâmetro de histerese	= 0,0
Modo	= 2 (água)

U20 - Tubulação de Água

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa através da tubulação	- \dot{m}_5
-------------------------------------	---------------

Pressão da água na saída da tubulação - P_{20}
 Temperatura da água na entrada da tubulação - T_{15}
 Temperatura do ar externo - T_{10}
 Temperatura da água na saída da tubulação - T_{16}

Variáveis calculadas

Temperatura da água na saída da tubulação - T_{16}
 Pressão da água na entrada da tubulação - P_{19}

Parâmetros fixos

Idênticos aos parâmetros fixos da unidade U18.

U21 - Tubulação de Água

A temperatura da água na saída desta tubulação não está sendo calculada.

Variável fornecida

Fluxo de massa através da tubulação - \dot{m}_6
 Pressão da água na saída da tubulação - P_{22}
 Temperatura da água na entrada da tubulação - T_{17}
 Temperatura do ar externo - T_{10}
 Temperatura da água na saída da tubulação - T_{17}

Variável calculada

Temperatura da água na saída da tubulação - T_0
 Pressão da água na entrada da tubulação - P_{21}

Parâmetros fixos

Volume interno da tubulação = $6,08049 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
 Rugosidade interna = $0,1524 \text{ mm}$
 Diâmetro interno da tubulação = $50,80 \times 10^{-3} \text{ m}$
 Área da secção transversal da tubulação = $2,02683 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
 Área da superfície interna da tubulação = $0,478779 \text{ m}^2$
 Modo = $2,0$ (água - simplificado)

Obs.: Os demais parâmetros fixos são iguais a zero.

U22 - Bomba de Água

Fabricante : ETANORM

Modelo : ETANORM-32-125.1

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar através da bomba - \dot{m}_6
 Pressão da água na saída da bomba - P_{23}
 Rotação da bomba - N_2
 Temperatura da água na entrada da bomba - T_{17}

Variáveis calculadas

Pressão da água na entrada da bomba - P_{22}
 Temperatura da água na saída da bomba - T_0
 Potência consumida pela bomba - P_7

Parâmetros fixos

Coefficientes da equação (3.1.12)

d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
5,7308	1,5062	-87,468	-625,42	0,0

Coefficientes da equação (3.2.13)

e_1	e_2	e_3	e_4	e_5
1,8639	8,0654	-67,087	185,98	0,0

Diâmetro do rotor = 0,09 m

Modo = 2,0 (água)

U23 - Tubulação de Água

A temperatura da água na saída desta tubulação não está sendo calculada.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa através da tubulação - \dot{m}_6
 Pressão da água na saída da tubulação - P_{24}
 Temperatura da água na entrada da tubulação - T_{17}
 Temperatura do ar externo - T_{10}
 Temperatura da água na saída da tubulação - T_{17}

Variáveis calculadas

Temperatura da água na saída da tubulação - T_0

Pressão da água na entrada da tubulação - P_{23}

Parâmetros fixos

Volume interno da tubulação = $8,10732 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

Rugosidade interna = 0,1524 mm

Diâmetro interno da tubulação = $50,80 \times 10^{-3} \text{ m}$

Área da secção transversal da tubulação = $2,02683 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Área da superfície interna da tubulação = 0,638372 m^2

Modo = 2,0 (água - simplificado)

Obs.: Os demais parâmetros fixos são iguais a zero.

U24 - Resistência ao Fluxo de Água que o Evaporador Impõe ao Sistema de Água Gelada

Os coeficientes, K_p e a , da equação (3.2.82) foi especificado de forma que promovesse uma queda de pressão de 85 kPa quando o fluxo de massa de água fosse 1,6806 kg/s . O coeficiente a foi arbitrado igual a 2,0 .

Variáveis fornecidas

Pressão da água na entrada do evaporador - P_{24}

Pressão da água na saída do evaporador - P_{25}

Variáveis calculadas

Fluxo de massa de água através do evaporador - \dot{m}_6

Parâmetros fixos

Coeficientes da equação (3.2.82)

$K_p = 30,0941 \text{ kPa}/(\text{kg/s})^2$

$a = 2,0$

U25 - Tubulação de Água

A temperatura da água na saída desta tubulação não está sendo calculada.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa através da tubulação - \dot{m}_6

Pressão da água na saída da tubulação - P_{26}

Temperatura da água na entrada da tubulação - T_{17}

Temperatura do ar externo - T_{10}
Temperatura da água na saída da tubulação - T_{17}

Variáveis calculadas

Temperatura da água na saída da tubulação - T_0
Pressão da água na entrada da tubulação - P_{25}

Parâmetros fixos

Volume interno da tubulação = $1,41878 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
Rugosidade interna = $0,1524 \text{ mm}$
Diâmetro interno da tubulação = $50,80 \times 10^{-3} \text{ m}$
Área da secção transversal da tubulação = $2,02683 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Área da superfície interna da tubulação = $1,11715 \text{ m}^2$
Modo = $2,0$ (água - simplificado)

Obs.: Os demais parâmetros fixos são iguais a zero.

U26 - Bifurcação do Fluxo de ar

Os coeficientes k_{11} e k_{12} da equação (3.2.74) foram obtidos de ASHRAE [7].

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de água na entrada da bifurcação - \dot{m}_6
Pressão da água na primeira saída da bifurcação - P_{13}
Pressão da água na segunda saída da bifurcação - P_{17}

Variáveis calculadas

Fluxo de massa de água na primeira saída da bifurcação - \dot{m}_4
Fluxo de massa de água na segunda saída da bifurcação - \dot{m}_5
Pressão da água na entrada da bifurcação - P_{26}

Parâmetros fixos

Coeficiente de perda de carga entre a entrada
e a primeira saída = $0,9$
Coeficiente de perda de carga entre a entrada
e a segunda saída = $0,9$
Área da seção transversal da entrada = $2,06830 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Área da seção transversal da primeira saída = $1,14009 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Área da seção transversal da segunda saída = $5,57389 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
modo = $2,0$ (ar)

U27 - Resistência ao Fluxo de Água que a Serpentina de Água Gelada Impõe ao Sistema de Água Gelada

O coeficiente, K_p e a , da equação (3.2.82) foram determinados a partir de curvas características do catálogo das Indústrias HITACHI S/A para uma serpentina de 6 filas de tubos e 9 circuitos.

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de água através da serpentina de água gelada - \dot{m}_4

Pressão do água na saída da serpentina de água gelada - P_{15}

Variáveis calculadas

Pressão da água na entrada da serpentina de água gelada - P_{14}

Parâmetros fixos

Coefficientes da equação (3.2.82)

$K_p = 10,873 \text{ kPa}/(\text{kg/s})^2$

$a = 1,7937$

U28 - Relé Inversor

Variável fornecida

Sinal de controle de entrada - C_9

Variável calculada

Sinal de controle de saída - C_3

Não há parâmetros fixos.

U29 - Sensor de Temperatura

Fabricante : SMART Indústria e Comércio Ltda

Tipo : NTC

Modelo : DT491-0004

Variáveis fornecidas

Temperatura medida - T_9

Sinal de controle correspondente à temperatura medida - C_{10}

Variável calculada

Sinal de controle correspondente à temperatura medida - C_{10}

Parâmetros fixos

Constante de tempo do sensor = 30 s

Valor mínimo possível a ser medido = 0°C

Ganho de temperatura = 50°C

U30 - Controlador

Fabricante : SMART Indústria e Comércio Ltda

Tipo : PID

Modelo : RC475-4040

Variáveis fornecidas

Sinal de controle de entrada - C_{10}

Sinal de controle correspondente ao "set point" - C_{11}

Sinal de controle correspondente à parte integral - C_{12}

Sinal de controle de saída - C_9

Variáveis calculadas

Sinal de controle correspondente à parte integral - C_{12}

Sinal de controle de saída - C_9

Parâmetros fixos

Ganho proporcional = 5,0

Ganho integral = $1,6 \times 10^{-3}$ (1/s)

Ganho derivativo = 0,0

Constante de tempo do controlador = 0,0

Obs.: Os valores de ganho proporcional e integral foram ajustados iterativamente.

Condições Iniciais

A seguir são apresentados os valores iniciais de todas as variáveis envolvidas na simulação. Entretanto, alguns destes valores mantêm-se constantes durante toda a simulação (condição de contorno fixa), outros são condições de contorno variáveis (temperatura do ar externo e carga sensível) e os demais são calculados.

$T_1 = 24,9234 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_9 = -0,02482652 \text{ kPa}$	$C_2 = 0,67$
$T_2 = 17,8799 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{10} = -0,02019260 \text{ kPa}$	$C_3 = 0,305828$
$T_3 = 18,1158 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{11} = -3,302097 \times 10^{-5} \text{ kPa}$	$C_4 = 0,306373$
$T_4 = 18,1535 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{12} = 0,0 \text{ kPa}$	$C_5 = 0,314229$
$T_5 = 20,2894 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{13} = 63,7579 \text{ kPa}$	$C_6 = 0,494$
$T_6 = 24,4950 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{14} = 63,7305 \text{ kPa}$	$C_7 = 0,494$
$T_7 = 23,0945 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{15} = 61,6219 \text{ kPa}$	$C_8 = 0,494$
$T_8 = 25,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{16} = 60,9639 \text{ kPa}$	$C_9 = 0,694172$
$T_9 = 26,2029 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{17} = 60,0038 \text{ kPa}$	$C_{10} = 0,489193$
$T_{10} = 26,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{18} = 44,4653 \text{ kPa}$	$C_{11} = 0,50$
$T_{11} = 7,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{19} = 43,5053 \text{ kPa}$	$C_{12} = 0,640139$
$T_{12} = 7,00513 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{20} = 61,5957 \text{ kPa}$	$N_1 = 20,0 \text{ rps}$
$T_{13} = 20,1547 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{21} = 0,854211 \text{ kPa}$	$N_2 = 58,3333 \text{ rps}$
$T_{14} = 20,1563 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{22} = 0,247940 \text{ kPa}$	$P_1 = 1,06113 \text{ kW}$
$T_{15} = 7,00073 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{23} = 154,806 \text{ kPa}$	$P_2 = 4,194 \text{ kW}$
$T_{16} = 7,00146 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{24} = 154,00 \text{ kPa}$	$P_3 = 5,0 \text{ kW}$
$T_{17} = 10,0693 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{25} = 65,1380 \text{ kPa}$	$P_4 = 0,0 \text{ kW}$
$p_1 = -0,03818458 \text{ kPa}$	$p_{26} = 65,7234 \text{ kPa}$	$P_5 = 22,0695 \text{ kW}$
$p_2 = -0,259279 \text{ kPa}$	$\dot{m}_1 = 1,86768 \text{ kg/s}$	$P_6 = 13,4538 \text{ kW}$
$p_3 = 0,0891704 \text{ kPa}$	$\dot{m}_2 = 1,50128 \text{ kg/s}$	$P_7 = 0,639929 \text{ kW}$
$p_4 = 0,07638174 \text{ kPa}$	$\dot{m}_3 = 0,366399 \text{ kg/s}$	$w_1 = 13,1872 \text{ g/kg}$
$p_5 = 0,02056999 \text{ kPa}$	$\dot{m}_4 = 0,400749 \text{ kg/s}$	$w_2 = 11,3957 \text{ g/kg}$
$p_6 = 0,00781282 \text{ kPa}$	$\dot{m}_5 = 1,31763 \text{ kg/s}$	$w_3 = 12,1274 \text{ g/kg}$
$p_7 = 0,008789282 \text{ kPa}$	$\dot{m}_6 = 1,71838 \text{ kg/s}$	$w_4 = 18,0 \text{ g/kg}$
$p_8 = 0,02015956 \text{ kPa}$	$C_1 = 0,33$	

E.2 - Controle Simultâneo de Temperatura e Umidade Absoluta

Os blocos nº 1 e nº 2 apresentados na situação de controle somente de temperatura, permanecem inalterados nesta situação. Entretanto, o bloco nº 3 é agora composto somente pelo sistema de distribuição de água gelada. Um quarto bloco é então adicionado, sendo seus componentes apresentados na Figura E.3.

A seguir é apresentada somente a configuração do bloco nº 4, já que os demais foram apresentados na situação anterior.

Bloco nº 4

U28 - Relé Inversor

Variável fornecida

Sinal de controle de entrada - C_{10}

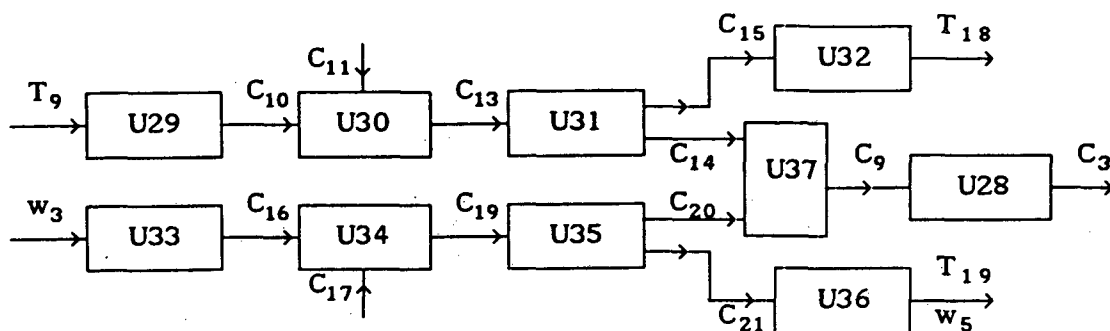


Figura E.3 - Componentes do bloco nº 4 da simulação no controle simultâneo de temperatura e umidade absoluta.

Variável calculada

Sinal de controle de saída - C_4

Não há parâmetros fixos

U29 - Sensor de Temperatura

Variáveis fornecidas

Temperatura medida - T_9

Sinal de controle correspondente à temperatura medida - C_{11}

Variável calculada

Sinal de controle correspondente à temperatura medida - C_{11}

Parâmetros fixos

Idênticos à situação de controle somente de temperatura

U30 - Controlador

Variáveis fornecidas

Sinal de controle de entrada - C_{11}

Sinal de controle correspondente ao "set point" - C_{12}

Sinal de controle correspondente à parte integral - C_{13}

Sinal de controle de saída - C_{14}

Variáveis calculadas

Sinal de controle correspondente à parte integral - C_{13}

Sinal de controle de saída - C_{14}

Parâmetros fixos

Idênticos à situação de controle somente de temperatura

U31 - Relé Sequenciador

Fabricante : SMART Indústria e Comércio Ltda

Modelo : SR475-3040

Variável fornecida

Sinal de controle de entrada - C_{14}

Variáveis calculadas

Sinal de controle da primeira saída - C_{15}

Sinal de controle da segunda saída - C_{16}

Não há parâmetros fixos

U32 - Resistência Elétrica

Fabricante : Produtos Elétricos Palley Ltda

Nº de Resistências Elétricas : 8

Potência Dissipada por Resistência Elétrica : 2500 W

Modelo : RAU-2560/220

O coeficiente de transferência de calor foi avaliado pela equação (3.4.97)

Variáveis fornecidas

Fluxo de massa de ar - \dot{m}_1

Sinal de controle de entrada - C_{15}

Temperatura do ar na entrada - T_3

Temperatura do ar na saída - T_{18}

Variáveis calculadas

Temperatura do ar na saída - T_{18}

Potência Consumida - P_9

Parâmetros fixos

Capacidade térmica da resistência elétrica = 11,052 kJ/°C

Coeficiente de convecção x área = 2,29631 kW/°C

U33 - Sensor de Umidade Absoluta**Variáveis fornecidas**

Umidade absoluta medida - w_3
 Sinal de controle correspondente à umidade medida - C_{17}

Variável calculada

Sinal de controle correspondente à umidade medida - C_{17}

Parâmetros fixos

Constante de tempo do sensor = 30 s (arbitrada)
 Valor mínimo possível a ser medido = 0,0 g/kg
 Ganho de temperatura = 20,0 g/kg

U34 - Controlador**Variáveis fornecidas**

Sinal de controle de entrada - C_{17}
 Sinal de controle correspondente ao "set point" - C_{18}
 Sinal de controle correspondente à parte integral - C_{19}
 Sinal de controle de saída - C_{20}

Variáveis calculadas

Sinal de controle correspondente à parte integral - C_{19}
 Sinal de controle de saída - C_{20}

Parâmetros fixos

Idênticos aos parâmetros fixos da Unidade U30.

U35 - Relé Sequenciador

Fabricante : SMART Indústria e Comércio Ltda
 Modelo : SR475-3040

Variável fornecida

Sinal de controle de entrada - C_{20}

Variáveis calculadas

Sinal de controle da primeira saída - C_{21}
 Sinal de controle da segunda saída - C_{22}

Não há parâmetros fixos

U36 - Injetor de Vapor D'Água

Variáveis fornecidas

Temperatura do vapor	- T_{20}
Temperatura do ar na entrada	- T_{18}
Umidade absoluta na entrada	- w_2
Fluxo de massa de ar seco	- \dot{m}_1
Sinal de controle correspondente à fração de vapor d'água injetado	- C_{23}

Variáveis calculadas

Temperatura do ar na saída	- T_{19}
Umidade absoluta do ar na saída	- w_5
Fluxo de massa de vapor d'água a ser injetado	- \dot{m}_7

Parâmetros fixos

Eficiência de saturação	= 0,80 (arbitrada)
Máximo fluxo de massa de vapor d'água a injetado	= 0,1 kg/s

U37 - Relé Seletor

Fabricante : SMART Indústria e Comércio Ltda

Modelo : SS475-8040

Variáveis fornecidas

Sinal de controle da primeira entrada	- C_{15}
Sinal de controle da segunda entrada	- C_{16}

Variáveis calculadas

Sinal de controle de saída	- C_{10}
----------------------------	------------

Parâmetro fixo

modo = 1 (escolhe o menor sinal entre os valores de entrada)

Condições Iniciais

$T_1 = 25,1016 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{11} = -3,301725 \times 10^{-5} \text{ kPa}$	$C_7 = 0,494$
$T_2 = 13,1291 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{12} = 0,0 \text{ kPa}$	$C_8 = 0,494$
$T_3 = 13,5197 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{13} = 64,4386 \text{ kPa}$	$C_9 = 0,421932$
$T_4 = 18,5327 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{14} = 64,2566 \text{ kPa}$	$C_{10} = 0,493624$
$T_5 = 20,6645 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{15} = 51,5847 \text{ kPa}$	$C_{11} = 0,50$
$T_6 = 24,6824 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{16} = 51,4028 \text{ kPa}$	$C_{12} = 0,6$
$T_7 = 23,3444 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{17} = 65,0628 \text{ kPa}$	$C_{13} = 0,654781$
$T_8 = 25,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{18} = 64,8395 \text{ kPa}$	$C_{14} = 1,0$
$T_9 = 26,3175 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{19} = 61,3684 \text{ kPa}$	$C_{15} = 0,309561$
$T_{10} = 26,80 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{20} = 61,1451 \text{ kPa}$	$C_{16} = 0,499698$
$T_{11} = 7,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{21} = 0,810622 \text{ kPa}$	$C_{17} = 0,50$
$T_{12} = 7,00214 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{22} = 0,208740 \text{ kPa}$	$C_{18} = 0,20$
$T_{13} = 14,8001 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{23} = 154,803 \text{ kPa}$	$C_{19} = 0,210967$
$T_{14} = 14,8012 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{24} = 154,00 \text{ kPa}$	$C_{20} = 0,421932$
$T_{15} = 7,00175 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{25} = 65,8087 \text{ kPa}$	$C_{21} = 0,0$
$T_{16} = 7,00349 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$P_{26} = 64,4044 \text{ kPa}$	$N_1 = 20,0 \text{ rps}$
$T_{17} = 11,9644 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\dot{m}_1 = 1,86768 \text{ kg/s}$	$N_2 = 58,3333 \text{ rps}$
$T_{18} = 18,4894 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\dot{m}_2 = 1,501288 \text{ kg/s}$	$P_1 = 1,06113 \text{ kW}$
$T_{19} = 18,4894 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\dot{m}_3 = 0,366399 \text{ kg/s}$	$P_2 = 4,194 \text{ kW}$
$T_{20} = 100,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\dot{m}_4 = 1,08910 \text{ kg/s}$	$P_3 = 5,0 \text{ kW}$
$P_1 = -0,03818458 \text{ kPa}$	$\dot{m}_5 = 0,622773 \text{ kg/s}$	$P_4 = 0,0 \text{ kW}$
$P_2 = -0,259279 \text{ kPa}$	$\dot{m}_6 = 1,71188 \text{ kg/s}$	$P_5 = 35,5578 \text{ kW}$
$P_3 = 0,08917034 \text{ kPa}$	$\dot{m}_7 = 0,0 \text{ kg/s}$	$P_6 = 22,7499 \text{ kW}$
$P_4 = 0,07638168 \text{ kPa}$	$C_1 = 0,33$	$P_7 = 0,638496 \text{ kW}$
$P_5 = 0,02056998 \text{ kPa}$	$C_2 = 0,67$	$P_8 = 9,28682 \text{ kW}$
$P_6 = 0,007781275 \text{ kPa}$	$C_3 = 0,578068$	$w_1 = 11,5682 \text{ g/kg}$
$P_7 = 0,008789290 \text{ kPa}$	$C_4 = 0,578306$	$w_2 = 8,895054 \text{ g/kg}$
$P_8 = 0,02015955 \text{ kPa}$	$C_5 = 0,586571$	$w_3 = 9,991657 \text{ g/kg}$
$P_9 = -0,02482652 \text{ kPa}$	$C_6 = 0,494$	$w_4 = 18,0 \text{ g/kg}$
$P_{10} = -0,02019260 \text{ kPa}$	$C_7 = 0,494$	$w_5 = 8,896690 \text{ g/kg}$